

Міністерство освіти і науки України
Українська інженерно-педагогічна
академія

Піднімально-транспортні
машини
Динаміка та міцність машин
Верстати та інструменти
Технологія машинобудування

Машинобудування

Машиностроение

Engineering

Lifting-and-shifting machines
Dynamics and strength of
machines
Machine-tools and instruments
Engineering technology

Збірник наукових праць

Видається 2 рази на рік

Видається з грудня 2007 р.

Редакційна колегія:**Головний редактор**

Фідровська Н. М., д.тех.н., проф.

Заступник головного редактора:

Тарасюк А. П., д.тех.н., проф.

Члени колегії:

Григоров О. В., д.тех.н., проф.

Ловейкін В. С., д.тех.н., проф.

Резніченко М. К., д.тех.н., проф.

Литвин О. М., д.ф-м.н., проф.

Мельниченко О. А., д.тех.н., проф.

Рябчиков М. Л., д.тех.н., проф.

Венцель Є. С., д.тех.н., проф.

Гордєєв А. С., д.тех.н., проф.

Сичов Ю. І., к.тех.н., доц.

Ісьєміні І. І., к.тех.н.

Tora G., DSc, PhD, MSc

Hartmann U., Dr.-Ing.

Редакція:**Відповідальні редактори**

Подоляк О.С., к.тех.н., доц.

Сичов Ю.І., к.тех.н., доц.

Смоляков С.Л., к.тех.н., доц.

Редактор

Ротова Н.В.

Випусковий редактор

Ісьєміні І.І., к.тех.н.

Відповідальний секретар

Ісьєміні І.І., к.тех.н.

Дизайнер

Жубр В.А.

Адреса редакції:

Україна, 61003, м. Харків

вул. Університетська, 16

Українська інженерно-педагогічна академія

Тел. (057)733-78-18

Факс (057)731-32-36

E-mail: mashynobuduvannia@uipa.edu.ua

Address of editorial office:

16 Universitetska vul., Kharkiv

61003, Ukraine

Ukrainian Engineering Pedagogics Academy

Tel. (057)733-78-18

Fax (057)731-32-36

Машинобудування

2015, № 16

Збірник наукових праць

Засновник

Українська інженерно-педагогічна академія
(УІПА)

Видається з грудня 2007 р.

Свідоцтво про державну реєстрацію
друкованого засобу масової інформації
Серія КВ № 12132 – 1016Р від 26.12.2006.

Мови видання:

українська, російська, англійська

Друкується за рішенням Вченої ради УІПА,
протокол № 7 від 15 грудня 2015 р.

При використанні матеріалів збірника посилання
на збірник – обов'язкове.

Журнал відображено у базах даних:

Національна бібліотека України імені

В. І. Вернадського – <http://www.irbis-nbuv.gov.ua/>

Російська електронна бібліотека (РІНЦ) –

<http://elibrary.ru/>

Index Copernicus – <http://www.indexcopernicus.com/>

Google Scholar – <http://scholar.google.com.ua/>

ROAR (Registry of Open Access Repositories) –

<http://roar.eprints.org/>

OpenDOAR (The Directory of Open Access

Repositories) – <http://www.opendoar.org/>

© Українська інженерно-педагогічна академія
(УІПА), Харків, 2015

<u>Піднімально-транспортні машини</u>	5
Ісьєміні І. І., Фесенко Г. І. Інженерна методика розрахунку пневмогідролічних буферів мостових кранів.....	5
Коваленко В. А., Редька Е. С., Павкин Р. А., Коваленко Ж. И. Логистический подход к планированию и организации строительного-монтажных работ в условиях уплотненной застройки мегаполисов.....	11
Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Голдун В. А. Динамічний аналіз навантаження підвіски транспортного засобу при опусканні вантажу.....	22
Подоляк О. С., Малініна Ю. В. Дослідження зношуваності двигунів внутрішнього згоряння при експлуатаційних режимах роботи.....	30
Слепужніков Є. Д. Визначення динамічних навантажень при пересуванні вантажного візка мостового крана.....	34
Смоляков С. Л., Ісьєміні І. І. Аналіз основних конструктивних рішень розвантаження кабелю на барабані каротажного підйомника.....	38
Фідровська Н. М., Краснокутська Т. Б., Чернишенко О. В. Визначення коливань, які виникають в підкранових балках мостових кранів при пересуванні ходових коліс.....	46
Фідровська Н. М., Лук'янов І. М. До визначення тягової характеристики стрічково-барабанного механізму елеватора.....	50
Фідровська Н. М., Ругаєв Р. С., Лєсовицький К. Ю. Визначення контактних напружень в зоні дії каната та гладкого барабана.....	56
<u>Динаміка та міцність машин</u>	60
Кипоренко А. С., Мазорчук К. И. Расчетный анализ теплоотдачи при охлаждении стержней обмотки статора турбогенератора.....	60
Ловейкін В. С., Почка К. І., Ловейкін А. В. Реалізація оптимального режиму реверсування роликів формувальної установки за прискоренням третього порядку.....	67

Зміст

Осипова Т. Н. Динамика барабанных лифтовых подъемников как многомассовых систем.....	79
<u>Верстати та інструменти</u>	83
Мелконов Г. Л. К вопросу определения выбора режущего инструмента для обработки сфер запорной арматуры.....	83
<u>Технологія машинобудування</u>	89
Petrenko A. The influence of composition high-carbon deposited metal on structure and lamellar tearing.....	89
Багров В. А. Совершенствование сплавов системы Cr-Mn-Mo-Ti на основе железа.....	94
Дерябкина Е. С. Исследование эксплуатационной стойкости восстановленных деталей топливной аппаратуры тракторных дизелей Д 50.....	100
Калин Н. А., Изотова Е. А. Способ сварки коротких стыковых соединений.....	107
Калін М. А., Ізотова К. О. Новий спосіб холодного зварювання чавуну.....	111
Катрич О. О., Тріщ А. Р., Денисенко А. М., Діденко Н. В. Кваліметричний інструмент оцінювання якості процесів різної природи.....	115
Маршуба В. П., Яценко Л. О. Деякі аспекти по визначенню параметрів якості цифрового друку, одиниці виміру, їх еталонні значення та критерії оцінки.....	122
Павлова А. А., Смирнов И. П., Лагода А. Н. Повышение эффективности ремонтного производства при разборке соединений с натягом.....	131
Смирнитская М. Б. Качественный анализ системы управления охраной труда машиностроительного предприятия.....	139
Шматков Д. І. Розробка семантичної моделі для експертних систем автоматичних засобів пірометричних вимірювань в машинобудуванні.....	145
Щуцька Г. В. Асимметричне розповсюдження рідини в прокладочних матеріалах...	150
До уваги авторів	156

УДК 621.874

**ІНЖЕНЕРНА МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ
ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНИХ БУФЕРІВ МОСТОВИХ КРАНІВ**©**Ісьєміні І. І., Фесенко Г. І.***Українська інженерно-педагогічна академія***Інформація про авторів:**

Ісьєміні Ілля Ігорович: ORCID: 0000-0001-7872-8526; isyemilya@gmail.com; кандидат технічних наук; доцент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Фесенко Геннадій Іванович: ORCID: 0000-0003-4278-1899; fesenko1957@mail.ua; старший викладач кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Розроблено та викладено методику розрахунку пневмогідролічних буферів, яка полягає в тому, що, знаючи масу крана, його вантажопідйомність, масу вантажного візка і номінальну швидкість пересування та задавшись потрібним уповільненням крана при гальмуванні, можна визначити такі параметри буфера: хід штоку, діаметр поршня, діаметр дросельного отвору, товщину стінки гідроциліндра буфера, об'єм пневмогідроаккумулятора та його кінцевий тиск.

Наведена методика дає можливість розраховувати геометричні, фізичні та конструктивні параметри пневмогідролічних буферів, що спрощує їх проектування та конструювання.

За допомогою даної методики є можливим обладнувати крани надійною захисною системою у кінцевих ділянках колії, а в подальшому проектувати конструкції кранових буферів, що забезпечуватимуть безпечну експлуатацію мостових кранів у аварійних ситуаціях.

Ключові слова: буфер пневмогідролічний; кран мостовий; методика розрахунку; буфер крановий; захисна система крана.

Исьемини И. И., Фесенко Г. И. «Инженерная методика расчета пневмогидравлических буферов мостовых кранов».

Разработана и изложена методика расчета пневмогидравлических буферов, которая состоит в том, что, зная массу крана, его грузоподъемность, массу грузовой тележки и номинальную скорость передвижения и задавшись необходимым замедлением крана при торможении, можно определить такие параметры буфера: ход штока, диаметр поршня, диаметр дросельного отверстия, толщину стенки гидроцилиндра буфера, объем пневмогидроаккумулятора и его конечное давление.

Приведенная методика дает возможность рассчитывать геометрические, физические и конструктивные параметры пневмогидравлических буферов, что упрощает их проектирование и конструирование.

С помощью данной методики представляется возможным оборудовать краны надежной защитной системой в концевых участках пути, а в дальнейшем проектировать конструкции крановых буферов, обеспечивающих безопасную эксплуатацию мостовых кранов в аварийных ситуациях.

Ключевые слова: буфер пневмогидравлический; кран мостовой; методика расчета; буфер крановый; защитная система крана.

Піднімально-транспортні машини

Isyemini I., Fesenko H. “The engineering design procedure of the pneumohydraulic buffers of overhead cranes”.

The design procedure of the pneumohydraulic buffers is developed and given. If mass of a crane, capacity of a crane, mass of a load trolley and rated traveling speed are known and the required deceleration of a crane during braking is assigned, one can estimate such parameters of a buffer as: valve rod travel, piston diameter, diameter of an orifice hole, wall thickness of hydraulic cylinder, capacity of separator hydropneumatic accumulator and it's end pressure.

The design procedure gives an opportunity to calculate geometrical, physical and design factors of the pneumohydraulic buffers that simplifies it designing.

It is possible with this design procedure to equip the cranes with reliable protective system in the end of crane runway and in future to design the construction of crane buffers that provides safe operation of overhead cranes in emergency situations.

Keywords: pneumohydraulic buffer; overhead crane; design procedure; crane buffer; protective system of a crane.

1. Постановка проблеми

Експериментальні дослідження пневмогідравлічного буфера [1], результати яких наведені в роботі [2], показали, що розроблена конструкція буфера є роботоздатною і може бути рекомендована для застосування на кранах мостового типу. Для проектування та виготовлення пневмогідравлічних буферів і тупикових упорів необхідно правильно розраховувати їх параметри в залежності від технічних характеристик певного крана, на якому дані елементи захисної системи будуть встановлені. Необхідно мати на увазі, що надмірно жорсткі тупикові упори та неправильно розраховані буферні пристрої призводять до великих динамічних навантажень, руйнувань підкранових споруд і кранових металоконструкцій в результаті взаємодії металоконструкції крана з тупиковим упором [3].

2. Аналіз літературних джерел

Розрахунок гідравлічних буферних пристроїв полягає в тому, що, задаючись певними параметрами буферами, знаходять інші. Так, наприклад, в роботах [4, 5] автори зазначають, що з економічної і конструктивної точки зору є необхідним створення буфера, який мав би найменші розміри та разом з тим був надійним в роботі. Задаючись допусковим максимальним значенням уповільнення крана, можна визначити максимальний гідравлічний опір робочої рідини руху поршня в циліндрі буфера. Це дозволить визначити мінімальні хід і діаметр поршня за допомогою таких рівнянь [4]:

$$E - \sum w \cdot l = R_0, \quad (1)$$

де E – кінетична енергія крана;

$\sum w \cdot l$ – робота різних опорів, що виникають під час уповільненого руху крана при зупинці;

R_0 – робота буфера;

$$\varphi_{\max} = M_K a_{\max} - \sum w, \quad (2)$$

де φ – гідравлічний опір рідини руху поршня в циліндрі буфера;

M_K – маса крана;

a_{\max} – максимальне уповільнення крана.

Проте в роботі [6] автор зазначає, що основними параметрами буфера є його енергоемність і хід поршня, і пропонує, задаючись цими параметрами, визначати максимальне навантаження буфера та максимальне уповільнення крана.

Професор Ковальський Б. С. [7] зазначає, що також можна, задаючись ходом поршня та навантаженням буфера, визначати енергоемність буфера та максимальне уповільнення крана.

3. Мета статті полягає в розробці інженерної методики розрахунку пневмогідравлічних буферів мостових кранів.

4. Основний матеріал

Для зручного та швидкого визначення параметрів пневмогідравлічного буфера розроблена інженерна методика його розрахунку. Дана методика полягає в тому, що, знаючи масу крана, його вантажопідйомність, масу вантажного візка і номінальну швидкість пересування та задавшись потрібним уповільненням крана при гальмуванні, можна визначити такі параметри буфера: хід штоку, діаметр поршня, діаметр дросельного отвору, товщину стінки гідроциліндра буфера, об'єм пневмогідроакумулятора та його кінцевий тиск. Алгоритм розрахунку пневмогідравлічного буфера наведений на рисунку 1.

Розрахунок потрібно починати з визначення зведеної маси крана, що приходить на один буфер:

$$M_{зв} = \frac{M_K}{2}, \quad (3)$$

де M_K – маса крана, кг.

Приймаємо заздалегідь відоме значення максимального уповільнення крана. Оскільки найбільше уповільнення крана, що допускається [8], становить 4 м/с^2 , то в розрахунках слід приймати уповільнення не більше $3,9 \text{ м/с}^2$. Отже, сила наїзду крана на початку роботи пневмогідравлічного буфера [9]:

$$F_H = M_{зв} a, \quad (4)$$

де a – уповільнення крана, м/с^2 .

Знаючи уповільнення крана, є можливим визначити мінімальний гальмівний шлях:

$$S_{\min} = \frac{V_K^2}{2a}, \quad (5)$$

де V_K – номінальна швидкість пересування крана, м/с .

Оскільки реальний гальмівний шлях є більшим від розрахункового на 30 % [10], а величину робочого ходу штока гідроциліндра слід обирати дещо більшою, ніж величина

Піднімально-транспортні машини

максимального гальмівного шляху, щоб уникнути можливих ударів поршня в кришку, то вираз для обчислення ходу штока гідроциліндра буфера матиме вигляд:

$$S_{ш} = S_{\min} \varepsilon, \quad (6)$$

де ε – коефіцієнт, що враховує вплив вантажу та запас ходу штока.

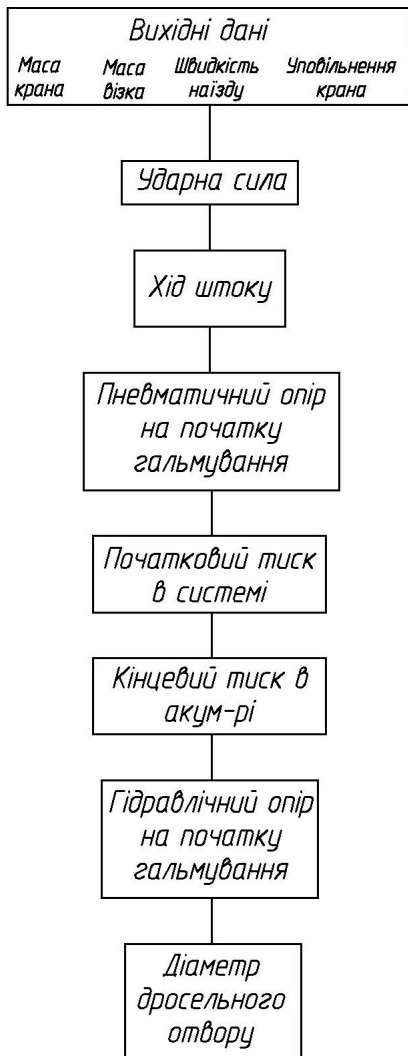


Рис. 1 – Алгоритм розрахунку пневмогідралічного буфера

При теоретичних дослідженнях роботи пневмогідралічного буфера було встановлено [11], що параметри гальмування є тоді найкращими, коли пневматичний опір становить 55 %, а гідралічний опір – 40 % від сили наїзду крана на початку гальмування. Отже, визначаємо пневматичний опір на початку гальмування:

$$F_{p0} = 0,55F_H. \quad (7)$$

Задаючись внутрішнім діаметром поршня D , обчислюємо тиск в системі на початку роботи буфера:

$$p_0 = \frac{4F_{p0}}{\pi D^2}. \quad (8)$$

Внутрішній діаметр поршня потрібно обирати зі стандартного ряду [12].

Розраховуємо кінцевий тиск в пневмогідроакумуляторі наприкінці гальмування:

$$p_K = \frac{p_0 V_0}{V_0 - \frac{\pi D^2}{4} S_{ш}}, \quad (9)$$

де V_0 – початковий об'єм пневмогідроакумулятора, м³.

Рекомендується застосовувати пневмогідроакумулятори, що відповідають нормативним документам [13] об'ємом не менше $V_0 = 6,3$ л. Обирати об'єм пневмогідроакумулятора слід за нормативними документами [14].

Якщо тиск p_K виходить дуже великим, потрібно збільшити діаметр поршня D і початковий об'єм пневмогідроакумулятора V_0 . Якщо значення p_K від'ємне, то потрібно також збільшити V_0 . В обох випадках після зміни D і V_0 необхідно перерахувати формули (8) і (9).

Визначаємо гідралічний опір на початку гальмування:

$$F_{\psi 0} = 0,4F_H. \quad (10)$$

Обравши робочу рідину в системі, обчислюємо діаметр дросельного каналу [15]:

$$d = 2,3 \cdot \sqrt[4]{\frac{\nu \rho D^2 V_K^2}{F_{\psi 0}}}, \quad (11)$$

де ν – кінематична в'язкість робочої рідини, м²/с;

Піднімально-транспортні машини

ρ – густина робочої рідини, кг/м³.

Знаючи кінцевий тиск в системі, необхідно розрахувати товщину стінки циліндра, що має витримувати навантаження від тиску [16]:

$$\delta = r_1 \sqrt{\frac{p_k + [\sigma]}{[\sigma] - p_k}} - r_1, \quad (12)$$

де r_1 – внутрішній радіус циліндру, м;

$[\sigma]$ – допустимі напруження в матеріалі стінки циліндру, МПа.

Товщину стінки циліндру потрібно обирати зі стандартного ряду [12].

При розрахунку штока на стійкість визначаємо його мінімально допустимий діаметр [16]. Замість довжини штока підставляємо його розрахований хід:

$$d_{ш} \geq \sqrt[4]{\frac{64F_{yd}k_l^2S_{ш}}{\pi^3E}}, \quad (11)$$

де k_l – коефіцієнт вільної довжини, $k_l = 2$;

E – модуль пружності сталі, $E = 2 \cdot 10^5$ МПа.

Розраховуємо мінімальну товщину кришки циліндра:

$$h \leq r_1 \sqrt{\frac{3p_k(1+\nu)}{8[\sigma]}} = 0,06 \sqrt{\frac{3 \cdot 13,1 \cdot 10^6(1+0,3)}{8 \cdot 170 \cdot 10^6}} = 0,012 \text{ м}, \quad (12)$$

де ν – коефіцієнт Пуассона, $\nu = 0,3$;

$[\sigma]$ – допустимі напруження для сталі Ст3 $[\sigma] = 170$ МПа.

Висновки

Наведена інженерна методика розрахунку пневмогідравлічних буферів мостових кранів дозволяє, знаючи масу крана, його вантажопідйомність, масу вантажного візка і номінальну швидкість пересування та задавшись потрібним уповільненням крана при гальмуванні, хід штоку, діаметр поршня, діаметр дросельного отвору, товщину стінки гідроциліндра буфера, об'єм пневмогідроакумулятора та його кінцевий тиск. За допомогою даної методики є можливим обладнати крани надійною захисною системою у кінцевих ділянках колії, а в подальшому проектувати конструкції кранових буферів, що забезпечуватимуть безпечну експлуатацію мостових кранів у аварійних ситуаціях.

Список використаних джерел:

1. Ісьєміні І. І. Проведення експериментальних досліджень пневмогідравлічних буферних пристроїв на мостовому крані 5т40 / І. І. Ісьєміні, В. М. Іванов, С. Л. Смоляков // *Машинобудування* : зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад. – Х., 2013. – Вип. 12. – С. 13–21.
2. Пат. 69229 Україна, МПК⁹ F 16 F 5/00. Захисна система вантажопідіймальних кранів у кінцевих ділянках шляху / С. Л. Смоляков, І. І. Ісьєміні (UA); Укр. інж.-пед. акад. – № у 2011 11415; заявл. 27.09.2011; опубл. 25.04.2012, Бюл. № 8. – 3 с.
3. Ісьєміні І. І. Захисні системи вантажопідіймальних кранів з пневмогідравлічними буферними пристроями. Рекомендації до проектування / І. І. Ісьєміні, С. Л. Смоляков // *Машинобудування* : зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад. – Х., 2013. – Вип. 11. – С. 14–20.
4. Петухов П. З. Буферные устройства. Конструкции и расчет / П. З. Петухов. – М. : Машгиз, 1948. – 108 с.

Піднімально-транспортні машини

5. Taylor D. P. Design and Selection Criteria for the Hydraulic Buffer [Electronic resource] / Douglas P. Taylor : Paper presented at AISE Rolling Mill Conference, 1978. – Access mode: <http://www.teratec.ca/doclibrary/Design&Selec.PDF>
6. Джигкаев Т. С. Основы динамики мостовых перегружателей и кранов в условиях особых нагрузок / Т. С. Джигкаев. – Владикавказ : Терек, 2000. – 226 с.
7. Ковальский Б. С. Грузоподъемные машины / Б. С. Ковальский ; Харьков. высш. командно-инж. уч-ще. – Харьков, 1963. – 216 с.
8. Справочник по кранам: в 2 т. Т. 2 / под общ. ред. М. М. Гохберга. – М.: Машиностроение, 1988. – 559 с.: ил.
9. Ісьєміні І. І. Інженерна методика обчислення ударного навантаження вантажопідйомних кранів у розрахунках буферних пристроїв / І. І. Ісьєміні // *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. – 2010. – № 4/6 (46). – С. 36–39.
10. Ісьєміні І. І. Підвищення ефективності захисних систем кранів мостового типу застосуванням пневмогідролічних буферів : автореф. дис. ... канд. техн. наук / І. І. Ісьєміні ; Укр. інж.-пед. акад. – Харків, 2014. – 20 с.
11. Ісьєміні І. І. Визначення параметрів пневмогідролічного буфера, що забезпечують безпечну зупинку крана / І. І. Ісьєміні, Г. І. Фесенко // *Машинобудування* : зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад. – Х., 2014. – Вип. 14. – С. 10–14.
12. ГОСТ 6540-68. Гидроцилиндры и пневмоцилиндры. Ряды основных параметров [Электронный ресурс]. – Введ. 01.07.69. – М. : Стандартинформ, 2008. – 8 с. – Режим доступа: <http://vsegost.com/Catalog/16/1696.shtml>
13. ГОСТ 16769-84. Гидроаккумуляторы. Общие технические требования [Электронный ресурс]. – Введ. 01.07.85. – М. : Стандартинформ, 2008. – 3 с. – Режим доступа: <http://vsegost.com/Catalog/16/1696.shtml>
14. ГОСТ 14064-68. Гидроаккумуляторы. Ряды основных параметров [Электронный ресурс]. – Введ. 01.07.69. – М. : Стандартинформ, 2008. – 3 с. – Режим доступа: <http://vsegost.com/Catalog/16/1696.shtml>
15. Радин С. Ю. Влияние изменения сопротивления дросселей на демпфирующие свойства гидромеханических амортизаторов транспортных средств: автореф. дис. ... канд. техн. наук / С. Ю. Радин ; Орлов. гос. техн. ун-т. – Орел, 2009. – 20 с.
16. Александров А. В. Сопротивление материалов / А. В. Александров, В. Д. Потапов, Б. П. Державин : учеб для вузов. – М. : Высш. шк., 1995. – 560 с.

References

1. Isyemini, I, Ivanov, V & Smolyakov, S 2013, 'Provedennia eksperymentalnykh doslidzen pnevmohidravlichnykh bufernykh prystroiv na mostovomu krani 5t40', *Mashynobuduvannia*, iss. 12, pp. 13–21.
2. Smoliakov, S & Isyemini, I 2011, *Zakhysna systema vantazhopidiimalnykh kraniv u kintsevykh diliankakh shliakhu*, UA Patent 69229.
3. Isyemini, I & Smolyakov, S 2013, 'Zakhysni systemy vantazhopidiimalnykh kraniv z pnevmohidravlichnymy bufernymy prystroiamy. Rekomendatsii do proektuvannia', *Mashynobuduvannia*, iss. 11, pp. 14–20.
4. Petukhov, P 1948, *Bufernyye ustroystva. Konstruktsii i raschet*, Mashgiz, Moskva.
5. Taylor, D 1978, 'Design and Selection Criteria for the Hydraulic Buffer', paper presented at AISE Rolling Mill Conference, Taylor Devices, Inc., North Tonawanda, New York, viewed 30 November 2015, <<http://www.teratec.ca/doclibrary/Design&Selec.PDF>>.
6. Dzhigkaev, T 2000, *Osnovy dinamiki mostovykh peregruzhateley i kranov v usloviyakh osobykh nagruzok*, Terek, Vladikavkaz.
7. Kovalskiy, B 1963, *Gruzopodyemnye mashiny*, Kharkovskoe vysshee komandno-inzhenernoye uchilishche, Kharkiv.
8. Gokhberg, M 1988, *Spravochnik po kranam*, vol. 2, Mashinostroenie, Moskva.
9. Isyemini, I 2010, 'Inzhenerna metodyka obchyslennia udarnoho navantazhennia vantazhopidiomnykh kraniv u rozrakhunkakh bufernykh prystroiv', *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, no. 4/6 (46), pp. 36–39.
10. Isyemini, I 2014, 'Pidvyshchennia efektyvnosti zakhysnykh system kraniv mostovoho typu zastosuvanniam pnevmohidravlichnykh buferiv', Kand.tekh.n. abstract, Ukrainka inzhenerno-pedahohichna akademiia, Kharkiv.
11. Isyemini, I & Fesenko, H 2014, 'Vyznachennia parametriv pnevmohidravlichnoho bufera, shcho zabezpechuiut bezpechnu zupynku krana', *Mashynobuduvannia*, vol. 14, pp. 10–14.
12. Gosudarstvennyy komitet SSSR po standartam 1968, *Gidrotsilindry i pnevmotsilindry. Ryady osnovnykh parametrov*, GOST 6540-68, Izdatelstvo standartov, Moskva.
13. Gosudarstvennyy komitet SSSR po standartam 1984, *Gidroakkumulyatory. Obshchiye tekhnicheskiye trebovaniya*, GOST 16769-84, Standartinform, Moskva.
14. Gosudarstvennyy komitet SSSR po standartam 1968, *Gidroakkumulyatory. Ryady osnovnykh parametrov*, GOST 14064-68, Standartinform, Moskva.
15. Radin, S 2009, 'Vliyaniye izmeneniya soprotivleniya drosseley na dempfiyushchiye svoystva gidromekhanicheskikh amortizatorov transportnykh sredstv', Kand.tekh.n. abstract, Orlovskiy gosudarstvennyy tekhnicheskii universitet, Orel.
16. Aleksandrov, A, Potapov, V & Derzhavin, B 1995, *Soprotivleniye materialov*, Vyssh. shk, Moskva.

Стаття надійшла до редакції 25 листопада 2015 р.

УДК 65.012.34:621.873.004.74

**ЛОГИСТИЧЕСКИЙ ПОДХОД К ПЛАНИРОВАНИЮ И ОРГАНИЗАЦИИ
СТРОИТЕЛЬНО-МОНТАЖНЫХ РАБОТ
В УСЛОВИЯХ УПЛОТНЕННОЙ ЗАСТРОЙКИ МЕГАПОЛИСОВ****©Коваленко В. А., Редька Е. С., Павкин Р. А., Коваленко Ж. И.***Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»***Інформація про авторів:**

Коваленко Валентин Олександрович: ORCID; 0000-0001-9161-198X; potap53@i.ua; кандидат технічних наук; професор кафедри підйомно-транспортних машин та обладнання; Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; вул. Фрунзе, 21, м. Харків, 61002, Україна.

Редька Євген Сергійович: ORCID 0000-0002-4905-5200; pels63@yandex.ru; студент машинобудівного факультету; Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; вул. Фрунзе, 21, м. Харків, 61000, Україна.

Павкін Роман Андрійович: ORCID 0000-0001-8092-5326; rpravkin@mail.ru; студент машинобудівного факультету; Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; вул. Фрунзе, 21, м. Харків, 61000, Україна.

Коваленко Жанна Іванівна: ORCID 0000-0001-6964-7054; platon-54@mail.ru; завідувач відділом «Технічний аудит і інжиніринг» Науково-дослідного центру «Промислова безпека та технічний аудит» Міжгалузевого інституту післядипломної освіти НТУ «ХПІ»; вул. Пушкінська 79/1, м. Харків 61024.

На основі аналізу особливостей експлуатації підйомно-транспортної техніки в умовах ущільненої забудови мегаполісів вирішена практична задача з демонтажу баштового крана КБ-674А після завершення будівництва.

Складність вирішення завдання визначалася низкою чинників, які не були враховані при розробці проекту виконання робіт (ПВР) на початковий етап будівництва, але на момент закінчення будівництва стали визначальними.

Відсутність монтажної зони внаслідок забудови прибудинкової території об'єктами інфраструктури, скорочення довжини кранової колії до довжини монтажних ланок, розташування на трасі можливого підходу техніки зелених насаджень, наявність входу в станцію метрополітену, інтенсивної транспортної артерії з тролейбусними маршрутами, ліній електропередач, підземних комунікацій – далеко неповний перелік факторів, який відчутно ускладнювали реалізацію поставленого завдання.

В основу ПВР на демонтаж крана були покладені результати 3D-моделювання етапів процесу демонтажу, які були отримані з урахуванням особливостей конструкції баштового крана КБ-674А, логістики будівельного майданчика і можливостей сучасних мобільних кранів.

Практична реалізація ПВР підтвердила не тільки ефективність запропонованого рішення, але й значимість логістичного підходу до планування та організації будівельних і монтажних робіт.

Ключові слова: баштовий кран; монтаж/демонтаж; проект виконання робіт; будівельний майданчик; організація робіт.

Коваленко В. А., Редька Е. С., Павкин Р. А., Коваленко Ж. И. «Логистический подход к планированию и организации строительного-монтажных работ в условиях уплотненной застройки мегаполисов».

Піднімально-транспортні машини

На основе анализа особенностей эксплуатации подъемно-транспортной техники в условиях уплотненной застройки мегаполисов решена практическая задача по демонтажу башенного крана КБ-674А после завершения строительства.

Сложность решения задачи определялась рядом факторов, которые не были учтены при разработке проекта производства работ (ППР) на начальный этап строительства, но на момент окончания строительства стали определяющими.

Отсутствие монтажной зоны вследствие застройки придомовой территории объектами инфраструктуры, сокращение длины кранового пути до длины монтажных звеньев, расположение на трассе возможного подхода техники зеленых насаждений, наличие входа в станцию метрополитена, интенсивной транспортной артерии с троллейбусными маршрутами, линий электропередач, подземных коммуникаций – далеко неполный перечень факторов, ощутимо усложнявших реализацию поставленной задачи.

В основу ППР на демонтаж крана были положены результаты 3D моделирования этапов процесса демонтажа, полученные с учетом особенностей конструкции башенного крана КБ-674А, логистики строительной площадки и возможностей современных мобильных кранов.

Практическая реализация ППР подтвердила не только эффективность предложенного решения, но и значимость логистического подхода к планированию и организации строительных и монтажных работ.

Ключевые слова: башенный кран; монтаж/демонтаж; проект производства работ; строительная площадка; организация работ.

Kovalenko V., Redka Ye., Pavkin R., Kovalenko J. “Logistics approach to planning and organization constructions and assembly works under seal construction megalopolises”.

The practical task on KB-674A column crane removing, after the construct completion, was solved based on special aspects of handling equipment in conditions of megalopolises denser development.

The main difficulty in handling of the task was being determined by the several factors, which hadn't been included during the program of fulfilling the works (PFW) at the beginning of the building, but by the moment of the construction became determinative.

The absence of the erection zone due to adjacent territory development with infrastructure, reducing runway length till the length of adjusting elements, planting on the track of the possible machinery access, intensive traffic artery with trolleybus routes, transmission cables, underground utilities were not a complete list of the practical tasks, which requested necessary solutions.

The basis of PFW on crane teardown was based on 3D modeling results of teardown process, got including crane design features of KB-674A column, logistics of building ground and abilities of modern mobile cranes.

The practical realization of PFW confirmed not only effectiveness of proposed solution, but the importance of logical approach to planning and organization of construction and installation works.

Keywords: tower crane; assembly/disassembly; production design work; construction site; the organization works.

1. Введение

Промышленное и гражданское строительство Украины относится к сегменту экономики, который не только поддерживает внутренний рынок, но и обеспечивает привлечение инвестиций и современных технологий в страну. Поэтому сегодня, как никогда, важно использовать строительство в качестве полигона для отработки эффективных логистических решений, не забывая о том, что новое рабочее место в строительстве приводит к восьми новым рабочим местам в смежных отраслях.

В этом плане представляет значительный практический интерес оптимизация организации работы подъемно-транспортной и строительно-дорожной техники при застройке мегаполисов в стесненных условиях. Организация грузопотоков, выбор техники, маршруты движения, безопасные зоны работы техники – это далеко не полный перечень реальных задач, решение которых способствует максимальной эффективности и безусловной безопасности проекта, что в конечном итоге положительно сказывается на его инвестиционной привлекательности.

2. Существующие проблемы и задачи исследования

Главная проблема при строительстве в условиях кризиса и финансовой нестабильности заключается в сохранении рентабельности и «инвестиционной привлекательности» проекта, особенно для частных инвесторов.

Исторические центры мегаполисов либо участки с развитой транспортной и деловой инфраструктурой, по-прежнему привлекательны, несмотря на высокую стоимость покупки или аренды земельных участков.

Изменения в подходах к строительству [1–5], в частности, увеличение полезной площади за счет увеличения высотности, уплотнение строительных площадок, сокращение времени строительства, отказ от строительства по схеме ДСК и переход к монолитно-каркасному домостроению, привели к появлению на рынке современного высокотехнологичного подъемно-транспортного оборудования, в первую очередь, башенных кранов, обеспечивающих решение сложных инженерных задач.

При этом стоит отметить, что, несмотря на относительный застой строительного рынка (по данным Госстата Украины, снижение показателя ввода в эксплуатацию жилья в январе...июне 2015 году к январю...июню 2014года без учета введенного жилья по временному порядку составило 14,1 % — до 3 млн 311,4 тыс. кв. м.), экспансия иностранных производителей башенных кранов на рынке не уменьшилась, в относительных цифрах даже выросла, о чем свидетельствуют данные общей площади введенных зданий. Нельзя не согласиться с мнением [2], что быстрое устаревание башенных кранов серии КБ и, как следствие, небезопасная эксплуатация заставляет застройщиков переходить на импортную высокотехнологичную технику ведущих производителей. Это бесспорный факт, который подтверждается использованием кранов серии КБ-403 только при строительстве кирпичных домов ограниченной высотности в Украине, рис. 1.

К сожалению, официальная статистика о количестве башенных кранов, ввезенных в Украину за последние 10 лет отсутствует. Парк башенных кранов в Украине представлен, в

Піднімально-транспортні машини

основном кранами для высотного жилищного строительства: Linden Comansa, Liebherr, Potain, а также многочисленными китайскими производителями.



Рис. 1 – Краны серии КБ-403, 405 и 408 на строительстве жилого комплекса

существенной. На этом фоне все более актуальным становится повышение эффективности использования дорогостоящей техники за счет пересмотра подходов при проектировании организации строительства и, как следствие, проектов производства работ [3, 6–8].

3. Ключевые составляющие пути решения проблем

Технический прогресс, совершенствование строительной техники и технологий строительства ставят все более сложные задачи перед застройщиками. Как правило, объему, величине и сложности проекта сопутствуют риски, которые напрямую связаны с весомостью названных показателей [6, 8].

Исключить риски и минимизировать влияние неблагоприятных факторов, отрицательно сказывающихся на выполнении инвестиционных обязательств, может комплексный подход к полному поэтапному планированию. Важно понимать, что сложные проекты требуют индивидуального подхода, способного в полной мере оценить весомость всех факторов и генерировать единственно правильное решение конкретной проблемы на всех ее этапах, начиная от выбора техники и заканчивая ее демонтажем со строительного объекта.

3.1. Особенности выбора башенных кранов в условиях уплотненной застройки

Совершенно очевидно, что строительная индустрия «вынуждена» соответствовать мировым тенденциям, предполагающим управление сложными грузопотоками. В первую очередь это касается строительства в условиях уплотненной застройки, где реально существует необходимость в эффективных логистических решениях. Безусловно, что у нас задачи не уровня перестройки исторического центра столицы Германии [5, 8], но тем не менее.

Определяющим фактором при выборе башенного крана является проект объекта, принятая технология строительства и логистика грузопотоков на объекте и в его непосредственной близости.

При этом надо учитывать особенности монтажа/демонтажа, эксплуатации, место и способ установки, климатические условия, выделенную мощность, расположение объекта. Вышеперечисленные показатели, плюс технические характеристики кранов, дают возможность разработать проект производства работ, который представляет собой не «веселые картинки», а реальную дорожную карту строительства.

Піднімально-транспортні машини

Рис. 2 – Демонтаж «замурованного» башенного крана при строительстве жилого дома, г. Ивано-Франковск, 2006 г.

обусловлено высокими эксплуатационными показателями, в первую очередь вылету и возможностью крепления к строящемуся зданию или установке внутри его, рис. 3.

Учитывая тот факт, что башенные краны определяют практически всю логистику грузопотоков на объекте, определение оптимального количества и места установки кранов является приоритетной задачей при разработке ППР. При выборе кранов следует не забывать, что для решения таких задач могут использоваться краны только с поворотным оголовком.

Вопросы безопасной работы при совместной работе нескольких единиц строительной техники должны выделяться в отдельную задачу, начальные условия которой формирует ППР.



Рис. 3 – Комбинированная установка приставных башенных кранов, г. Харьков, 2015 г.

3.2. Системы безопасности башенных кранов. Анतिकоллизионные системы

Базовыми приборами безопасности, которыми должны быть оснащены башенные краны в соответствии с действующей нормативной базой, являются ограничители грузоподъемности, высоты подъема, передвижения крана, передвижения каретки (изменения вылета) и поворота.

Несмотря на более жесткие требования к системам безопасности, предъявляемые европейскими нормами EN 12077-2, в частности, о необходимости исключения возможности перегрузки кранов грузоподъемностью более 1т и грузовым моментом более 40.000 Н·м [9], ведущие производители внедряют новые технические решения.

Піднімально-транспортні машини

Компанія Liebherr совместно с ABB разработали абсолютно новую систему управления приборами безопасности, в которой реализована концепция децентрализации, устраняющая необходимость в шкафах управления [9].

Неоспоримыми преимуществами перехода на децентрализованные системы безопасности являются возможность работы системы на этапах монтажа/демонтажа, уменьшение количества кабельной разводки и, как следствие, ненадежных разъемных подключений чувствительных к помехам, возможность самодиагностики благодаря сверке показаний датчиков и дополнительных системных вычислений. Например, вычитание из допустимой грузоподъемности при высоте подъема более 100 м массы грузового каната.

В Украине по-прежнему актуальной остается организация и обеспечение безопасной работы группы башенных кранов. Соблюдаемые во время планировки строительной площадки условия и правила расстановки подъемно-транспортной техники, в том числе башенных кранов, не гарантирует 100 % безопасности работы. Несмотря на различие высотных отметок установки башенных кранов, разграничение рабочих зон, исключающих возможность их пересечение, угроза столкновений и, как следствие, возникновение аварийной ситуации не устраняется полностью, рис. 3.

Комплексные решения по обеспечению безопасной работы башенных кранов (антиколлизийные системы) на мировом рынке апробированы давно, и постоянно модернизируются.

Современные антиколлизийные системы включают в себя целый комплекс связанных между собой механизмов и устройств. Новейшая разработка, например, система AC243 от SMIE [10], рис. 4, отслеживает положения крана относительно опасных зон и других кранов, задействованных на строительной площадке.

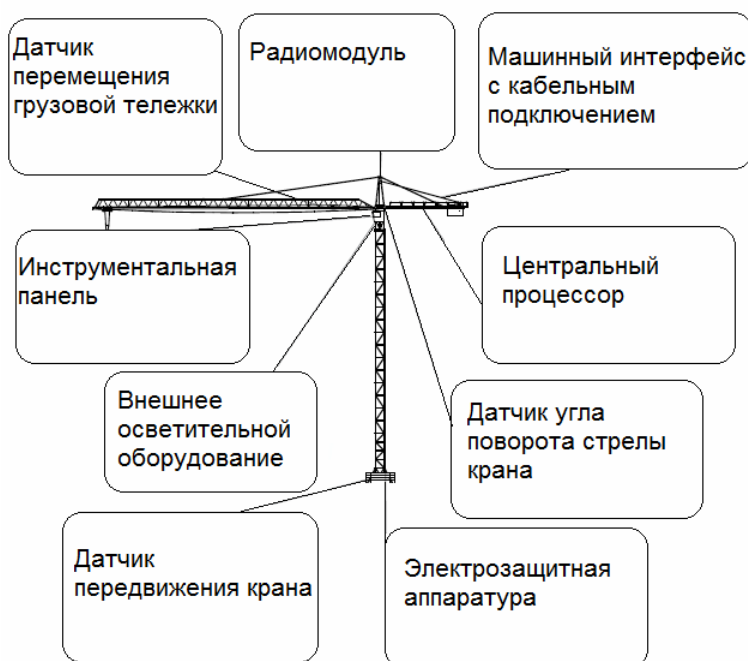


Рис. 4 – Стрoение системы AC243 от SMIE [10]

Система может обеспечивать контроль относительно 15 объектов. Это может быть открытая местность, над которой запрещено вести работы, открытые железнодорожные пути, высоковольтные линии, здания и сооружения, школы и т. д. В систему можно запрограммировать запрещенную для работы местность в виде прямых линий, кривых, окружностей или точек. Так же в зависимости от местности можно ограничить до определенного значения высоту крюковой подвески крана.

В антиколлизийном режиме система способна

предотвращать опасность столкновения с рядом стоящими кранами (крюковой подвеской, стрелой, противовесной консолью, оголовком и растяжками). Причем эта система способна

Піднімально-транспортні машини

отслеживать объекты не только в статике, но и в динамике. Система отслеживает работу соседних кранов и способна оптимизировать скорость механизмов, а также обеспечить безопасную дистанцию между ними, а именно:

- определять положение груза, скорость его перемещения и направление перемещения;
- в реальном времени рассчитывать вероятность угрозы столкновения с соседними кранами с учетом их тормозных характеристик;
- мгновенно информировать крановщика об угрозе столкновения.
- задействовать автоматическое торможение при возникновении угрозы столкновения.

На рис. 5 приведен пример организации работы антиколлизионной системы при условии, что все краны, задействованные на строительной площадке, должны быть оборудованы приборами антиколлизионной системы.

Связь между кранами может быть организована посредством проводной сети (кабельное подключение, до 30 кранов в сети) или же посредством радиосвязи (до 9 кранов в сети). При работе более 9 кранов безопасность обеспечивается многоканальной радиосвязью.

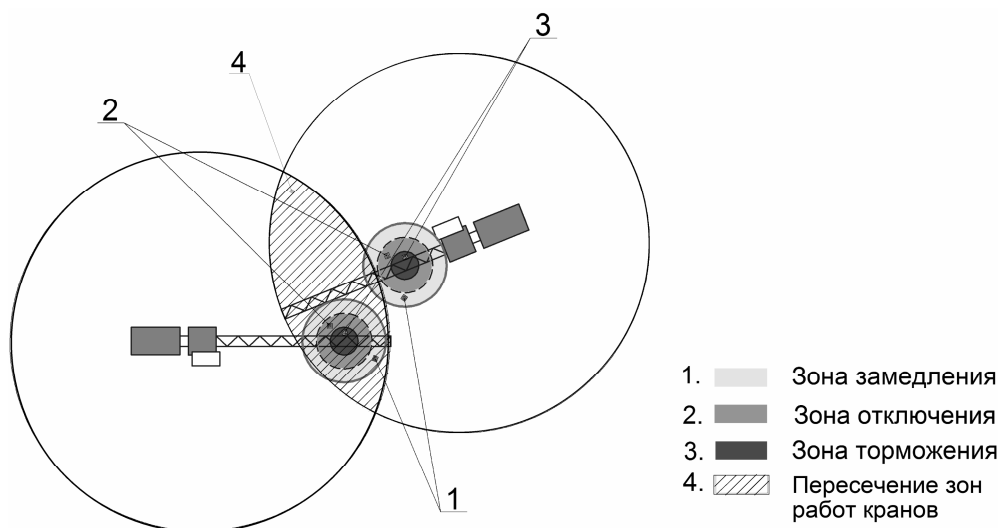


Рис. 5 – Организация работы антиколлизионной системы

Система способна производить самодиагностику, распознавать ошибки в работе датчиков и коммуникационных устройств, запоминать положения крана во время работы и в конце рабочего дня.

Возможна установка на башенные краны с поворотной и неповоротной башнями, с балочной, подъемной и телескопической стрелой, система легко адаптируется под любые типы кранов.

Достаточно весомым аргументом в пользу антиколлизионных систем является организация безопасной работы кранов, рис. 6, при строительстве моста через реку Вильде-Гера в Тюрингии.

4. Особенности монтажа/демонтажа башенных кранов

Как правило, монтаж/демонтаж башенных кранов производится в соответствии с Инструкцией завода-изготовителя и рекомендациями в виде Технологических карт на монтаж/демонтаж с учетом особенностей строительной площадки, которые впоследствии материализуются в ППР.

Піднімально-транспортні машини



Рис. 6 – Строительство моста через реку Вильде-Гера, Германия

Практическая реализация приведенных выше рекомендаций очень часто затруднена или невозможна по причине несоответствия разработанного на стадии начала строительства ППР реальной картине, сложившейся на момент демонтажа.

4.1. Подготовка ситуационного плана объекта на стадии окончания строительства

По завершению строительства жилого комплекса возникла необходимость демонтажа башенного крана, который обеспечивал строительство жилого комплекса, рис. 7.

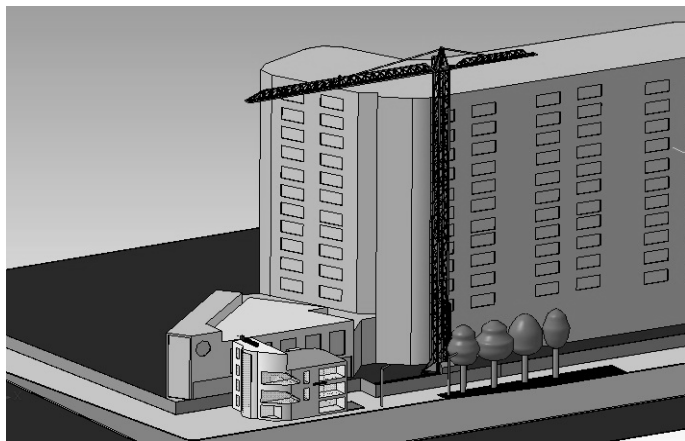


Рис. 7 – Башенный кран КБ-674 на строительстве жилого комплекса

Строительство комплекса продолжалось более 10 лет, велось в несколько этапов. К моменту окончания строительства реализовать рекомендации завода-изготовителя, Технологических карт на монтаж/демонтаж башенного крана КБ-674 и ППР не представлялось возможным из-за целого ряда причин и факторов, которые накапливались и наслаивались на протяжении всего строительства:

- отсутствие монтажной зоны вследствие застройки придомовой территории объектами инфраструктуры;
- сокращения длины кранового пути до длины монтажных звеньев;
- расположения на трассе возможного подхода техники зеленых насаждений, входа на станцию метрополитена, интенсивной транспортной развязки с троллейбусными маршрутами, линии электропередач, подземными коммуникациями.

Обязательные и традиционные требования к планированию остались без изменений:

- максимальная безопасность работ, регламентированная действующей нормативной документацией;

- завершение демонтажа крана в минимальные сроки;
- минимизация временных и финансовых затрат за счет снижения логистических издержек на строительной площадке.

Перечисленные факторы потребовали новых подходов, которые позволили предложить и реализовать алгоритм подготовки ППР для демонтажа крана, рис. 8.

4.2. Разработка проекта производства работ на демонтаж крана

В основу проекта производства работ на демонтаж крана положен ситуационный план, который был создан с учетом всех изменений и дополнений, которые имели место на объекте и не были учтены в каких-либо проектных документах, разрешениях и согласованиях на момент завершения строительства.

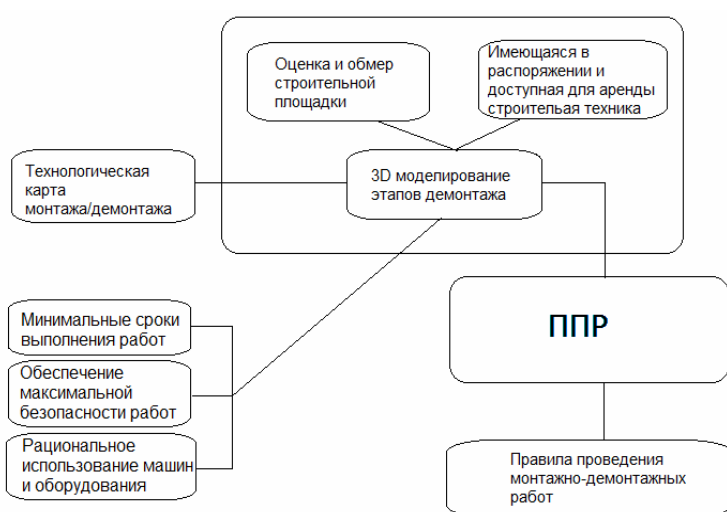


Рис. 8 – Алгоритм подготовки ППР для демонтажа башенного крана КБ-674

механизмов башенного крана для демонтажа секций башни до минимально допустимой высоты (22,1 м) в положении стрелы, определенном путем моделирования.

Демонтаж головной части стрелы, который требовалось выполнить на следующем этапе, определил круг задач, которые касались в первую очередь, характеристик и маневренности стрелового мобильного крана.

Рассмотрев и проанализировав возможности доступных мобильных стреловых кранов (грузовысотные характеристики, маневренность, системы безопасности, стоимость аренды, опыт работы крановщиков и т.д.), приоритет был отдан крану Tadano Faun ATF 220G-5. Путем моделирования было определено место установки стрелового крана относительно крана КБ-674, рис. 10, и предложен алгоритм выполнения работ по демонтажу головной части стрелы.

Дальнейшие работы предусматривали демонтаж всех оставшихся частей крана: корневой части стрелы, контргрузов и откидной секции с грузовой лебедкой, оголовка и контргруза, рис. 11 и выполнялись в соответствии с проектом производства работ и технологической картой по демонтажу башенного крана КБ-674А-5 с последующей его транспортировкой со строительной площадки на производственную базу.

Ситуационный план на момент демонтажа крана, рис. 9, позволил создать 3D-модель строительной площадки.

Многовариантное моделирование показало, что «традиционный» демонтаж стрелы не возможен принципиально из-за отсутствия свободной площадки необходимой длины. Единственно возможный вариант предполагал двухуровневый алгоритм демонтажа, который включал традиционный, с использованием

Піднімально-транспортні машини

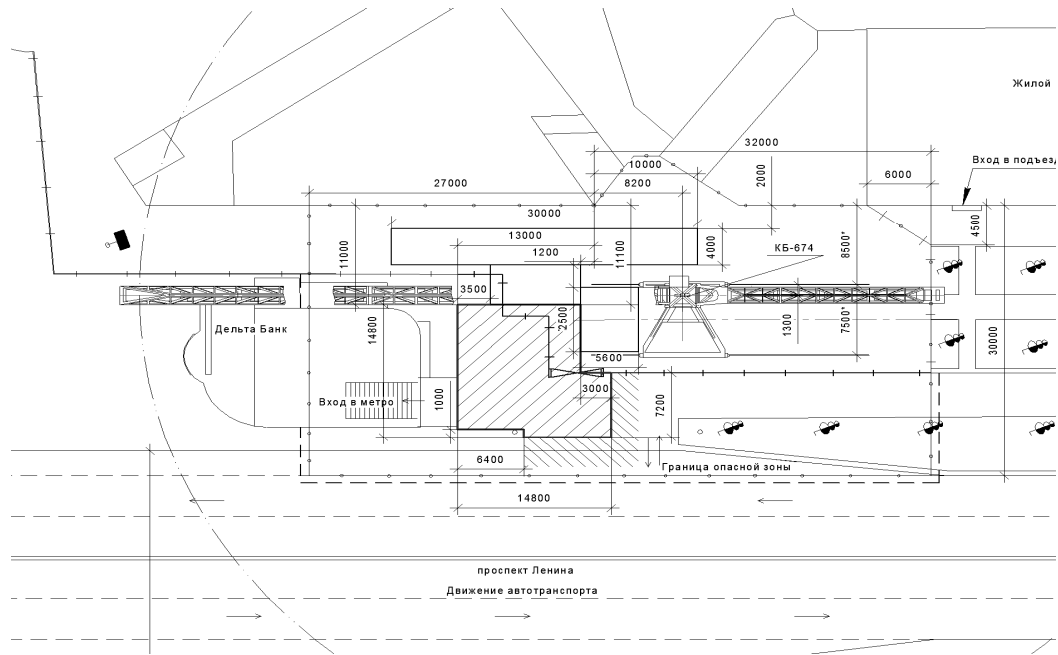
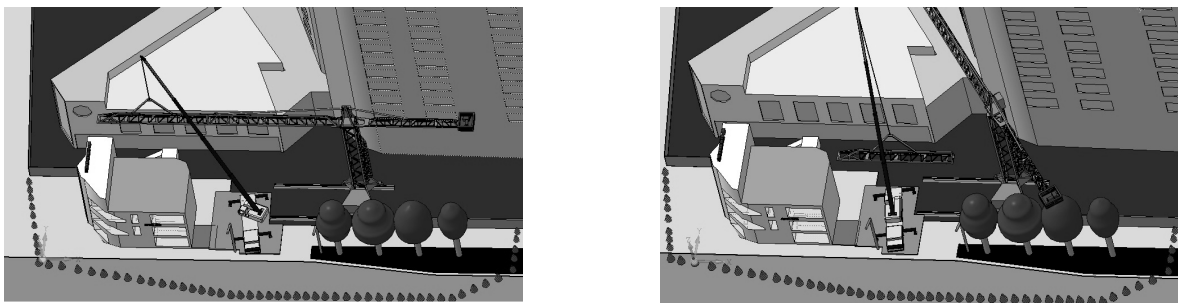


Рис. 9 – Ситуаційний план будівельної площадки перед демонтажем



Выводы

1. Логистический подход к планированию и организации демонтажа башенных кранов в условиях уплотненной застройки позволяет реально снизить издержки и риски Заказчика.
2. Ситуационный план строительного объекта и 3D-моделирование являются ключевыми факторами, позволяющими на основе многовариантного моделирования решать сложные инженерно-технические задачи.
3. Оснащение строительных кранов антиколлизийными системами обеспечивает не только гарантированную безопасность работ, но и исключает появление в зоне ведения работ несанкционированного строительства и техники, не предусмотренных проектом производства работ.

Список использованных источников:

1. Корень В. Л. Какой башенный кран нужен Украинскому рынку / В. Л. Корень // *Подъемные сооружения специальная техника*. – 2007. – № 3 (67). – С. 8–10.
2. Ловков А. В. Рынок башенных кранов в России / А. В. Ловков // *Основные средства*. – 2014. – № 10. – С. 8–10.
3. Haladuda, G. Toplesskrane – die Vorteile und ihre Stellung im Markt [Электронный ресурс] / G. Haladuda, P. Hermanns // TEFBAU. – 2002 – Heft 8. – S. 422-430. – Режим доступа: http://www.baumaschine.de/fachzeitschriften/baumaschinen/bauportal_dateien/2002/heft8/a422_430.pdf/view
4. Böttcher P. Baustelleneinrichtung Betriebliche Organisation, Geräte, Kosten, Checklisten / P. Böttcher, H. Neuenhagen. – Wiesbaden u.a.: Bauverlag, 1997.
5. На перестройке исторического центра Берлина // *Логистика*. – 2001. – № 2. – С. 2–4.
6. Koop J. Sicherheit bei kranen / J. Koop, W. Hesse. – Heidelberg; Dordrecht; London; New York: Springer, 2011. – 330 s. doi:10.1007/978-3-642-12794-6.
7. Bargstädt H.-J. Grundlagen des Baubetriebwesens : Skriptum zur Vorlesung / H.-J. Bargstädt, R. Steinmetzer ; Bauhaus Universität Weimar. – Weimar, 2008. – S. 198–217.
8. Verheijen F. Die Zukunft im Turmdrehkrangeschäft [Электронный ресурс] / Frans Verheijen // VDBUM (Verband der Baumaschinen-Ingenieure und Maister e.V). – 2004. – Information 2. – S. 73–74. – Режим доступа: vdbum.de/download/C238859eaX1373af518baXY61e0/2_2004.pdf
9. Ketteler H. Sicherheitsgerichtete Steuerungen an Turmdrehkrane / H. Ketteler // TIEFBAU. – 2005. – N 5. – S. 289–282. digital.de/BAUPD.05.2005.289
10. SMIE Antikollision und Arbeitsbereichbegrenzungen für Turmdrehkrane [Электронный ресурс] : Kundenbeschreibung. – 2015. – Режим доступа: http://www.smie.com/docs_pdf/D_AK-AC_243.pdf

References

1. Koren, V 2007, 'Kakoy bashenny kran nuzhen Ukrainskomu rynku', *Podyemnyye sooruzheniya. Spetsialnaya tekhnika*, no. 3(67), pp. 8-10.
2. Lovkov, A 2014, 'Rynok bashennykh kranov v Rossii', *Osnovnye sredstva*, no. 10, pp. 8-10.
3. Haladuda, G & Hermanns, P 2002, 'Toplesskrane – die Vorteile und ihre Stellung im Markt', *TIEFBAU*, vol. 8, pp. 422-430.
4. Böttcher, P., Neuenhagen, H 1997, *Baustelleneinrichtung Betriebliche Organisation, Geräte, Kosten, Checklisten*, u.a. Bauverlag, Wiesbaden.
5. 2001, 'Na perestrojke istoricheskogo tsentra Berlina', *Logistika*, no. 2, pp. 2-4.
6. Koop, J & Hesse, W 2011, *Sicherheit bei kranen*, Springer, Heidelberg, Dordrecht, London, New York. doi:10.1007/978-3-642-12794-6.
7. Bargstädt, H-J & Steinmetzer, R 2008, 'Grundlagen des Baubetriebwesens', *Skriptum zur Vorlesung*, pp. 198-217.
8. Verheijen, F 2004, 'Die Zukunft im Turmdrehkrangeschäft', *VDBUM (Verband der Baumaschinen-Ingenieure und Maister e.V)*, Inf. 2, pp. 73–74, viewed 30 November 2015, <vdbum.de/download/C238859eaX1373af518baXY61e0/2_2004.pdf>.
9. Ketteler, H 2005, 'Sicherheitsgerichtete Steuerungen an Turmdrehkrane', *TIEFBAU*, no. 5, pp. 289-282, viewed 30 November 2015, <digital.de/BAUPD.05.2005.289>.
10. SMIE Antikollision und Arbeitsbereichbegrenzungen für Turmdrehkrane. Kundenbeschreibung, viewed 30 November 2015, <http://www.smie.com/docs_pdf/D_AK-AC_243.pdf>.

Стаття надійшла до редакції 30 листопада 2015 р.

УДК 621.873

**ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ НАВАНТАЖЕННЯ ПІДВІСКИ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ
ПРИ ОПУСКАННІ ВАНТАЖУ**

©Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Голдун В. А.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Інформація про авторів:

Ловейкін Вячеслав Сергійович: ORCID: 0000-0003-4259-3900; vloveykin@mail.ru; доктор технічних наук; завідувач кафедри конструювання машин; Національний університет біоресурсів і природокористування України; навчальний корпус №11, вул. Героїв Оборони, 12, м. Київ, 03041, Україна.

Ромасевич Юрій Олександрович: ORCID: 0000-0001-5069-5929; d.um@mail.ru; доктор технічних наук; доцент кафедри конструювання машин; Національний університет біоресурсів і природокористування України; навчальний корпус №11, вул. Героїв Оборони, 12, м. Київ, 03041, Україна.

Голдун Василь Анатолійович: ORCID: 0000-0003-0779-4918; goldun1984@mail.ru; здобувач кафедри конструювання машин; Національний університет біоресурсів і природокористування України; навчальний корпус №11, вул. Героїв Оборони, 12, м. Київ, 03041, Україна.

Розраховано динамічні навантаження у підвісці транспортного засобу під час опускання вантажу на його поверхню.

Дослідження приведені із врахуванням припущення, щодо незмінності швидкості збігання канату з барабану. Для опису динаміки руху зведених мас транспортного засобу та вантажу протягом етапу навантаження підвіски та її вільних коливань використано диференціальне рівняння другого порядку зі змінними коефіцієнтами.

Знайдено аналітичний розв'язок диференціального рівняння, що дало змогу встановити момент часу переходу між етапами, а також залежність, яка описує коефіцієнт динамічності підвіски транспортного засобу від маси вантажу і швидкості збігання канату з барабану.

Знайдена залежність може бути використана для обґрунтування величини швидкості збігання канату з барабану на етапі навантаження підвіски транспортного засобу з метою зниження динамічних навантажень в ній.

Ключові слова: вантаж; опускання; аналіз; підвіска; навантаження.

Ловейкин В. С., Ромасевич Ю. А., Голдун В. А. «Динамический анализ нагрузки подвески транспортного средства при опускании груза».

Рассчитаны динамические нагрузки в подвеске транспортного средства во время опускания груза на его поверхность.

Исследования приведены с учетом предположения о неизменности скорости сбега каната с барабана. Для описания динамики движения приведенных масс транспортного средства и груза в течение этапа нагрузки подвески и ее свободных колебаний использовано дифференциальное уравнение второго порядка с переменными коэффициентами.

Найдено аналитическое решение дифференциального уравнения, что позволило установить момент времени перехода между этапами, а также зависимость, которая описывает коэффициент динамичности подвески транспортного средства от массы груза и скорости сбега каната с барабана.

Найденная зависимость может быть использована для обоснования величины скорости сбегания каната с барабана на этапе нагрузки подвески транспортного средства с целью снижения динамических нагрузок в ней.

Ключевые слова: груз; опускание; анализ; подвеска; нагрузка.

Loveikin V., Romasevych Yu., Goldun A. “Dynamic analysis of a suspension vehicle load during cargo lowering”.

The dynamic loads in the suspension of a vehicle during a cargo lowering have been calculated.

Studies have been carried out with the assumption of the immutability of the speed of the running-off rope from the drum. To describe the dynamics of movement of the mass of the vehicle and cargo during loading phase and the phase of suspension free oscillations used second order differential equation with variable coefficients.

An analytic solution of a differential equation has been found. It allowed find a transition moment between phases, as well as the dependence that describes the dynamic factor of the vehicle suspension by weight of the cargo and speed of the rope running-off from the drum.

The obtained dependence can be used to study the speed of the rope running-off from the drum on the phase of the vehicle suspension loading to reduce the dynamic loads in it.

Keywords: cargo; lowering; analysis; suspension; load.

1. Постановка проблеми

Навантажувально-розвантажувальні операції на транспортні засоби є невід’ємною частиною багатьох технологічних процесів у промисловості, будівництві та сільському господарстві. При посадці вантажу на транспортний засіб у його підвісці виникають значні динамічні навантаження, які є небажаними. Зниження рівня навантажень у підвісці транспортного засобу вимагає зниження швидкості посадки вантажу. Однак при цьому процес опускання вантажу затягується, що веде до зниження продуктивності роботи механізму підйому вантажу. Тому, проведення динамічного аналізу, який дає змогу встановити доцільне зниження швидкості посадки вантажу на транспортний засіб, є актуальною задачею.

2. Аналіз останніх досліджень і публікацій

У роботі М.С. Комарова [1] для визначення динамічних зусиль у гнучкому підвісі вантажу та мості крана використана тримасова модель. У своїх дослідженнях автор розвинув підходи до визначення максимальних зусиль у вказаних елементах, які ґрунтуються на аналітичному інтегруванні диференціальних рівнянь руху окремих зведених мас системи. Це дало змогу отримати аналітичні залежності максимальних зусиль від параметрів системи (зведених мас, жорсткостей тощо) та режимних параметрів (наприклад, швидкості опускання вантажу на гнучку опору). При цьому використані певні припущення, наприклад, не врахована маса гнучкої опори, на яку виконується посадка вантажу. У випадку, коли такою опорою є транспортний засіб, то отримані автором результати використовуються лише в якості першого наближення.

Піднімально-транспортні машини

У книзі [2] С. А. Казак виконав достатньо детальні розрахунки механізму підйому вантажу для різних режимів перехідних режимів. В основі розрахунків лежали певні припущення, які дали змогу отримати аналітичні залежності максимальних навантажень від параметрів механізму підйому вантажу. Для ілюстрації розроблених методик С. А. Казак виконав чисельні розрахунки, які порівняв із вже відомими теоретичними та експериментальними результатами.

В дослідженні [3] М. М. Гохберг вказав основні динамічні фактори, які впливають на виникнення максимумів навантажень у крановому мості та гнучкому підвісі вантажу. Знайдені залежності, які дозволяють визначити максимальні зусилля у елементах крана, підтверджені експериментальними даними.

Ряд закордонних дослідників динаміки вантажопідйомних кранів (М. Шеффлер, Х. Дресінг та Ф. Курт) у роботі [4] на основі двомасової динамічної моделі знайшли залежності, які описують коефіцієнти динамічності каната та кранового моста. Також проведено порівняльний аналіз результатів із вже відомими методиками розрахунку максимальних зусиль у елементах крана.

Для режиму посадки вантажу на основу В. Ф. Гайдамака у роботі [5] розробив багатоетапну математичну модель руху двомасової динамічної системи механізму підйому вантажу. Прийняті дослідником припущення вказують на те, що отримані ним результати можна використовувати лише у якості першого наближення динамічних розрахунків динаміки підйому та опускання вантажу.

У книзі [6] М. А. Лобов виконав аналіз динамічних навантажень на основі аналітичного інтегрування диференціальних рівнянь руху окремих мас системи. Порівняння отриманих результатів із експериментальними даними показує їх збіг. На основі виконаних розрахунків автор запропонував конструкції пристроїв для збільшення демпфуючої здатності кранової конструкції.

Суттєвою особливістю робіт [2–6] є те, що їх автори залишили поза увагою динамічні властивості основи, на яку опускається вантаж. Це не дає змогу визначити зусилля, які в ній виникають, а також вносить похибки у розрахунки зусиль у гнучкому підвісі та крановому мості.

3. Виклад основного матеріалу

Для встановлення аналітичної залежності зусилля у підвісі транспортного засобу від часу необхідно знайти розв'язки диференціальних рівнянь для етапу навантаження транспортного засобу вагою вантажу (перший етап) та етапу вільних коливань транспортного засобу із вантажем (другий етап). Для цього припустимо, що швидкість збігання канату з барабану протягом другого етапу незмінна і рівна номінальній швидкості v . При цьому не враховуються коливання зведеної маси кранового моста. Ці припущення не вносять суттєвих похибок у розрахунки, особливо для випадку значної зведеної жорсткості кранових балок.

На основі цього припущення встановлено, що рух мас вантажу та транспортного засобу на досліджуваних етапах опускання вантажу описується диференціальним рівнянням:

$$(\ddot{x}_g + g)(m_g + m_{m.z.}) + \dot{x}_g B + x_g C = D, \quad (1)$$

де x_g – узагальнена координата зведених мас вантажу та транспортного засобу, які на обох етапах рухаються синхронно; B , C та D – коефіцієнти, які визначаються окремо для кожного етапу:

Піднімально-транспортні машини

$$B = \begin{cases} b_{m.з.} + b_{\kappa}, & \text{для першого етапу;} \\ b_{m.з.}, & \text{для другого етапу;} \end{cases} \quad (2)$$

$$C = \begin{cases} c_{m.з.} + c_{\kappa}, & \text{для першого етапу;} \\ c_{m.з.}, & \text{для другого етапу;} \end{cases} \quad (3)$$

$$D = \begin{cases} -\frac{c_{\kappa} m_{m.з.} g}{c_{m.з.}} - c_{\kappa} v t - b_{\kappa} v, & \text{для першого етапу;} \\ 0, & \text{для другого етапу.} \end{cases} \quad (4)$$

Крапка над символом означає диференціювання за часом. Враховуючи вирази (2)-(4) розв'язок диференціального рівняння (1) записується так:

$$x_{\kappa} = C^{-1} \left(D - g(m_{\kappa} + m_{m.з.}) + C e^{\frac{\tilde{t}(B + \sqrt{B^2 - 4C(m_{\kappa} + m_{m.з.}))}{2(m_{\kappa} + m_{m.з.})}} \times \right. \\ \left. \times (A_1 + A_2 e^{\frac{\tilde{t} \sqrt{B^2 - 4C(m_{\kappa} + m_{m.з.})}}{m_{\kappa} + m_{m.з.}}}) \right), \quad (5)$$

де \tilde{t} – відносний час, який визначається для етапу навантаження підвіски транспортного засобу визначається так: $\tilde{t} = t - t_1$, а для етапу вільних коливань транспортного засобу та вантажу $\tilde{t} = t$; t_1 – момент закінчення першого етапу руху зведених мас вантажу та транспортного засобу; A_1 та A_2 – постійні інтегрування, які для першого етапу визначаються з початкових умов руху системи:

$$\begin{cases} x_{\kappa}(0) = \frac{-m_{m.з.} g}{c_{m.з.}}; \\ x_{\kappa}'(0) = -v. \end{cases} \quad (6)$$

Не будемо наводити вирази постійних інтегрування, оскільки вони мають значний об'єм. Надалі знайдемо вираз, який описує залежність зусилля у канаті від часу. Він також має значний об'єм і ми його не наводимо. Зазначимо те, що даний вираз включає тригонометричні функції, тому знайти розв'язок рівняння:

$$F_{\kappa}(t_1) = 0 \quad (7)$$

відносно моменту часу t_1 неможливо. Важливість рівняння (7) полягає у тому, що воно дає змогу визначити момент закінчення етапу «передачі» ваги вантажу на підвіску транспортного засобу. Для того, щоб отримати наближений розв'язок рівняння (7) розкладемо вираз F_{κ} у ряд в околі моменту часу $\frac{m_{\kappa} g}{v c_{m.з.}}$. Вибір такого моменту часу дає лише наближену оцінку моменту закінчення першого та початку другого етапу руху системи.

Оцінка тривалості першого етапу $\frac{m_{\kappa} g}{v c_{m.з.}}$ не враховує вплив натягу канату на реальну величину тривалості другого етапу, яка буде більшою в результаті дії натягу канату. Однак, запропонована оцінка дає достатнє наближення для того, щоб у подальшому знайти більш точне значення тривалості першого етапу руху системи.

Піднімально-транспортні машини

Розклад виразу F_k виконаємо до четвертого члену ряду включно:

$$F_k \approx \sum_{i=0}^4 E_i t^i, \quad (8)$$

де E_i – коефіцієнт i -того члену ряду, які визначаються з таких виразів:

$$\left\{ \begin{array}{l} E_0 = gm_g; \\ E_1 = (m_g + m_{m.з.})^{-1} b_k (-2gm_g + vb_{m.з.}); \\ E_2 = 2(m_g + m_{m.з.})^{-2} (-c_k (m_g + m_{m.з.})(2gm_g + vb_{m.з.}) + \\ + b_k (c_{m.з.} (m_g + m_{m.з.})v + (b_{m.з.} + b_k)(2gm_g - vb_{m.з.})); \\ E_3 = 6(m_g + m_{m.з.})^{-3} (c_k (m_g + m_{m.з.})(c_k (m_g + m_{m.з.})v + \\ + (2b_k + b_{m.з.})(2gm_g - vb_{m.з.})) - b_k (b_k + b_{m.з.})^2 (2gm_g - vb_{m.з.}) - \\ - c_{m.з.} (m_g + m_{m.з.})(2gm_g - v(b_k + 2b_{m.з.}))); \\ E_4 = 24(m_g + m_{m.з.})^{-4} (c_k^2 (m_g + m_{m.з.})^2 (2gm_g - vb_{m.з.}) + c_k \times \\ \times (m_g + m_{m.з.})((b_k + b_{m.з.})(3b_k + b_{m.з.})(-2gm_g + vb_{m.з.}) + 2c_{m.з.} \times \\ \times (m_g + m_{m.з.})(gm_g - v(b_k + b_{m.з.}))) - b_k (c_{m.з.}^2 (m_g + m_{m.з.})^2 v + \\ + (b_k + b_{m.з.})^3 (-2gm_g + vb_{m.з.}) + c_{m.з.} (m_g + m_{m.з.})(b_k + b_{m.з.}) \times \\ \times (-4gm_g - v(b_k + 3b_{m.з.}))))). \end{array} \right. \quad (9)$$

Оскільки тривалість другого етапу незначна, то розклад виразу F_k у околі моменту часу $\frac{m_g g}{vc_{m.з.}}$ досить точно відображає значення функції F_k у момент часу t_1 , що буде показано у подальших дослідженнях.

Корені алгебраїчного рівняння четвертої степені, яке отримано прирівнюванням виразу (8) до нуля, знайшли методом Ейлер-Декарта [7]. Надалі з чотирьох коренів обрали дійсний додатний, який відповідає фізичним умовам закінчення першого та початку другого етапу опускання вантажу.

Забігаючи наперед, скажемо, що розраховане значення моменту часу t_2 відрізняється від точного значення, яке отримане шляхом чисельного інтегрування математичної моделі системи, лише на $-1,2...+4,3\%$.

Розрахунок значення t_1 дає змогу встановити початкові умови руху зведених мас транспортного засобу та вантажу на початку третього етапу. Для цього необхідно на основі виразу (5) знайти швидкість опускання вантажу. Потім у формули положення (5) та швидкості опускання вантажу підставити замість поточного часу t розрахований вираз для моменту часу t_1 . Оскільки розв'язок диференціального рівняння (1) вже знайдено (5), то визначення закону руху зведених мас вантажу та транспортного засобу на другому етапі зводиться до відшукування постійних інтегрування, які справедливі для початку другого етапу опускання вантажу. Не будемо наводити методику їх розрахунку, а також самі вирази постійних інтегрування, оскільки вони мають значний об'єм.

На основі знайденого закону руху зведених мас транспортного засобу та вантажу на другому етапі опускання вантажу визначимо зусилля у підвісці транспортного засобу:

$$F_{m.з.} = \dot{x}_g b_{m.з.} + x_g c_{m.з.} \quad (10)$$

Піднімально-транспортні машини

Перевірка отриманого виразу $F_{m.z.}$ з результатами чисельного інтегрування диференціального рівняння руху зведених мас вантажу та транспортного засобу показує практично їх повний збіг.

Таким чином, знайдено аналітичний вираз, який дає змогу визначити зусилля у підвісці транспортного засобу при опусканні вантажу. Для графічної оцінки отриманих результатів наведемо графіки функцій $F_{m.z.}$ для різних зведених мас вантажу m_e та швидкостей збігання канату з барабану (рис. 1).

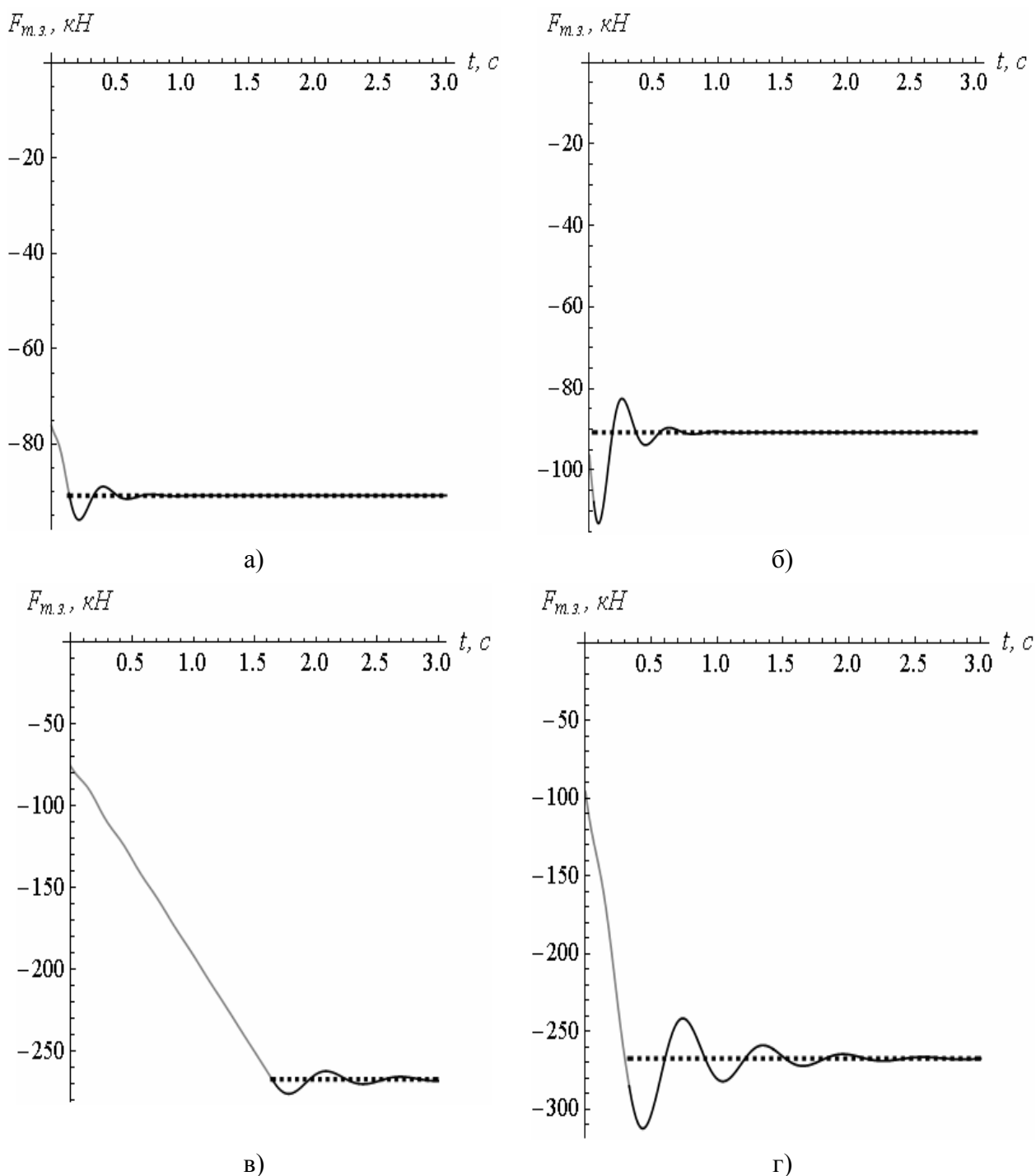


Рис. 1 – Графік зміни зусилля у підвісці транспортного засобу з залежності від маси вантажу та швидкості збігання канату з барабану при: а) $v=0,05$ м/с та $m_e=2$ т; б) $v=0,25$ м/с та $m_e=2$ т; в) $v=0,05$ м/с та $m_e=20$ т; г) $v=0,25$ м/с та $m_e=20$ т

Піднімально-транспортні машини

На рис. 1 штриховою лінією показано статичне навантаження на підвіску транспортного засобу (сума ваги зведених мас вантажу і транспортного засобу).

При аналізі графіків, які наведені на рис. 1, видно, що найбільше навантаження виникає у першій хвилі коливань транспортного засобу. Тому нас цікавить максимальне значення функції $F_{m.з.}$. Для його визначення необхідно розв'язати трансцендентне рівняння:

$$\frac{dF_{m.з.}}{dt} = 0, \quad (11)$$

що є складною задачею.

Для чисельної оцінки коефіцієнта динамічності підвіски транспортного засобу $F_{m.з.}^{\max} = \frac{\max F_{m.з.}}{(m_e + m_{m.з.})g}$ в залежності від маси вантажу та швидкості збігання канату з барабану виконано розрахунки, результати яких наведено у таблиці 1.

Таблиця 1 – Коефіцієнт динамічності підвіски транспортного засобу

m_e, T	$v, \text{M/c}$				
	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25
2	1,06	1,10	1,17	1,22	1,27
4	1,07	1,11	1,15	1,19	1,25
6	1,05	1,10	1,15	1,19	1,24
8	1,05	1,09	1,15	1,19	1,24
10	1,05	1,11	1,15	1,21	1,24
12	1,05	1,10	1,15	1,21	1,26
14	1,04	1,08	1,12	1,19	1,25
16	1,04	1,07	1,12	1,16	1,24
18	1,04	1,08	1,14	1,18	1,24
20	1,04	1,09	1,14	1,18	1,21

На основі регресійного аналізу [8] знайдено вираз, який описує залежність коефіцієнта динамічності $F_{m.з.}^{\max}$ від параметрів m_e та v :

$$F_{m.з.}^{\max} = 1,015 + 1,624 \cdot 10^{-6} m_e + 9,780 \cdot 10^{-1} v. \quad (12)$$

Регресійна функція (12) перевірена за статистичними показниками: коефіцієнт детермінації рівний 0,978; коефіцієнти Стюдента для всіх коефіцієнтів виразу (12) більші, аніж табличне значення, яке для даної кількості степенів вільності складає 3,58 [9]; стандартні похибки коефіцієнтів виразу (12) на два порядки менші, ніж значення самих коефіцієнтів; оцінка дисперсії рівна $1,1 \cdot 10^{-4}$. Всі розрахунки проведені для довірчого рівня 0,99. Результати проведеного аналізу показують статистичну значимість виразу (12).

Висновки

Таким чином, вираз (12) дає змогу встановити величину зниження динамічних навантажень у підвісці транспортного засобу, що ґрунтується на зниженні швидкості збігання канату з барабану на етапі взаємодії вантажу та транспортного засобу. Практична

Піднімально-транспортні машини

реалізація цього способу полягає у зниженні швидкості опускання вантажу напередодні дотикання вантажу до поверхні транспортного засобу.

Список використаних джерел:

1. Комаров М. С. Динамика грузоподъемных машин / М. С. Комаров. – М.: Машиностроение, 1969. – 206 с.
2. Казак С. А. Динамика мостовых кранов / С. А. Казак. – М.: Машиностроение, 1968. – 331 с.
3. Гохберг М. М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин / М. М. Гохберг. – М.: Машиностроение, 1969. – 520 с.
4. Грузоподъемные краны. Кн. 2 / М. Шеффлер, Х. Дресиг, Ф. Курт; [пер. с нем. М. М. Рунов, В. Н. Федосеев]; под ред. М. П. Александрова. – М.: Машиностроение, 1981. – 287 с.
5. Гайдамака В. Ф. Грузоподъемные машины / В. Ф. Гайдамака. – К.: Выща школа, 1989. – 328 с.
6. Лобов Н. А. Динамика грузоподъемных кранов / Н. А. Лобов. – М.: Машиностроение, 1987. – 160 с.
7. Корн Г. Справочник по высшей математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. – М.: Наука, 1973. – 832 с.
8. Демиденко Е. З. Линейная и нелинейная регрессии / Е. З. Демиденко. – М.: Финансы и статистика, 1981. – 303 с.
9. Кобзарь А. И. Прикладная математическая статистика. Для инженеров и научных работников / А. И. Кобзарь. – М.: Физматлит, 2006. – 816 с.

References

1. Komarov, M 1969, *Dinamika gruzopodyemnykh mashin*, Mashinostroyeniye, Moskva.
2. Kazak, S 1968, *Dinamika mostovykh kranov*, Mashinostroyeniye, Moskva.
3. Gokhberg, M 1969, *Metallicheskiye konstruksii podyemno-transportnykh mashin*, Mashinostroyeniye, Moskva.
4. Sheffler, M, Dresig, Kh & Kurt, F 1981, *Gruzopodyemnyye krany. Kn. 2*, Mashynostroyeniye, Moscow.
5. Haidamaka, V 1989, *Gruzopodyemnyye krany*, Vyshcha shkola, Kyiv.
6. Lobov, N 1987, *Dinamika gruzopodyemnykh kranov*, Mashinostroyeniye, Moskva.
7. Korn, G & Korn, T 1973, *Spravochnik po vysshey matematike dlya nauchnykh rabotnikov i inzhenerov*, Nauka, Moskva.
8. Demidenko, Ye 1981, *Lineynaya i nelineynaya regressii*, Finansy i statistika, Moskva.
9. Kobzar, A 2006, *Prikladnaya matematicheskaya statistika. Dlya inzhenerov i nauchnykh rabotnikov*, Fizmatlit, Moskva.

Стаття надійшла до редакції 02 вересня 2015 р.

УДК 621.43.011

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗНОШУВАНOSTІ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ

©Подольак О. С., Малініна Ю. В.

Українська інженерно-педагогічна академія

Інформація про авторів:

Подольак Олег Степанович: ORCID: 0000-0002-1477-8548; podoliak.09@rambler.ru; кандидат технічних наук; доцент кафедри металоріжучого обладання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Малініна Юлія Володимирівна: ORCID: 0000-0002-4124-0495; malina192006@yandex.ru; асистент кафедри металоріжучого обладання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Проведені дослідження зношуваності деталей двигуна внутрішнього згоряння при несталих режимах роботи з застосуванням методу планування експерименту, реалізація якого здійснювалась на програмованому стенді.

Встановлення закономірностей зношуваності деталей двигунів здійснювалось за допомогою багатомірної функції, що включала в себе такі параметри, як ефективне навантаження, інтенсивність його зміни, кутова швидкість колінчастого валу, прискорення колінчастого валу і коефіцієнт динамічності. Для рішення багатомірної функції застосовувались числові і фізичні методи моделювання.

Обробка результатів зносних випробувань показали, що інтенсивність зносу деталей двигунів при несталих навантажувальних режимах призводить до збільшення зносу в 2,8 рази. Також встановлено, що найбільший вплив на зношуваність оказує значення коефіцієнта динаміки.

Ключові слова: двигун; режим роботи; стенд; кривошипно-шатунний механізм; знос; математична модель.

Подольак О. С., Малініна Ю. В. «Исследование изнашиваемости двигателей внутреннего сгорания при эксплуатационных режимах работы».

Проведены исследования изнашиваемости деталей двигателя внутреннего сгорания при неустойчивых режимах работы. Использовался метод планирования эксперимента, реализация которого осуществлялась на программируемом стенде.

Определение закономерностей изнашиваемости деталей двигателей осуществлялось с помощью многомерной функции, включающей в себя такие параметры, как эффективная нагрузка, интенсивность ее изменения, угловая скорость коленчатого вала, ускорение коленчатого вала и коэффициент динамичности. Для решения многомерной функции применялись численные и физические методы моделирования.

Обработка результатов износных испытаний показала, что интенсивность износа деталей двигателей при неустойчивых нагрузочных режимах приводит к увеличению износа в 2,8 раза. Также установлено, что наибольшее влияние на изнашиваемость оказывает значение коэффициента динамики.

Ключевые слова: двигатель; режим работы; стенд; кривошипно-шатунный механизм; износ; математическая модель.

Піднімально-транспортні машини

Podoliak O., Malinina Yu. “The research of the engine wearability during working conditions”.

The research of the wearability of engine components unstable working conditions is conducted. The method of experimental design was used. It's realization with programmed stand was done.

Estimation of the wearability behavior of engines components with multidimensional function was done. The multidimensional function included such parameters as effective weight, activity of its variation, angular velocity of crankshaft, acceleration of crankshaft and dynamic factor. For solution of multidimensional function numerical and physical simulation methods was applied.

Analysis of wear trials showed that activity of wear of engines components during unstable load conditions reduce to wear increasing 2,8 times more. Also is established that the most impact at wearability puts a dynamic factor value.

Keywords: engine; operating conditions; stand; crank gear; wear; mathematical model.

1. Актуальність роботи

В експлуатаційних умовах довговічність поршневих двигунів внутрішнього згоряння (ДВС) основним чином визначається зносом гільз циліндрів, поршневих кілець, вкладишів підшипників колінчастого і газорозподільного валів, ці деталі працюють в складних напружених умовах, і в агресивних середовищах,

Напруженість поверхонь деталей зумовлена режимами роботи двигуна, які в експлуатаційних умовах мають динамічні характеристики, визначаються сталими і не сталими швидкісними, навантажувальними і температурними параметрами.

Систематичний відбір та аналіз терміну служби двигунів експлуатованих в різних умовах [1], дозволив зробити висновок, що термін служби двигунів автомобільних кранів в 1,6–2,4 рази менше ніж при експлуатації в сталих умовах (табл. 1).

Таблиця 1 – Термін служби двигунів при різних умовах експлуатації до капітального ремонту

Умови експлуатації	Середній термін служби двигунів у мото-годинах			
	ЗІЛ–130	ЯМЗ–236	КАМАЗ–740	ЗМЗ–53
Автомагістралі за містом	5250	5400	5600	5350
Грунтові дороги	3750	3600	3950	3566
Міські дороги	3050	2750	2947	2675
Автомобільні крани	2287	2455	2434	2326

2. Мета роботи

Встановити закономірності зношування деталей ДВС, що враховують вплив коефіцієнта динамічності, навантажувальних, швидкісних та температурних режимів роботи.

3. Планування експерименту

Дослідження моделі зносу двигуна автомобільного крана ускладнено великою кількістю факторів, що впливають на нього. Тому теоретичний опис в цій області носить лише якісний характер і дозволяє науково обґрунтовано спланувати етапи дослідження. Кількісний опис моделі можна отримати експериментально великою кількістю трудомістких дослідів.

Піднімально-транспортні машини

Досвід застосування математичних методів планування зносних динамічних випробувань показує, що використовувана методологія їх проведення математично строго і фізично коректно дозволяє поставити сучасний експеримент в рандомізованій формі.

Для встановлення закономірностей інтенсивності зносу двигуна необхідно мати відомості про значення параметрів, що входять у наступну багатовимірну функцію:

$$\frac{du}{d\Theta} = f(P_e; W_p; \omega; j; k_d), \quad (1)$$

де P_e – ефективне навантаження, W_p – інтенсивність зміни навантаження, ω – кутова швидкість колінчастого валу, j – прискорення колінчастого валу, k_d – коефіцієнт динамічності.

У зв'язку зі складністю рішення рівняння (1) пропонується спрощений метод, який був розглянутий у роботі [2].

При здійсненні фізичного моделювання функція (1) досліджувалася наступним чином. Програмна установка (рис. 1) на підставі введених в неї алгоритмів задавала різні режими роботи випробуваному двигуну, що виконував на кожному режимі одиницю умовної роботи. Зазначена одиниця відповідає середньому значенню часу, при якому знос має стабільні значення з мінімальним відхиленням.



Рис. 1 – Загальний вид програмної установки

Статистична обробка осцилограм з записами режимів роботи двигунів в умовах експлуатації дозволила з достовірністю до 0,85 вибрати типові осцилограми і з їх допомогою скласти алгоритми програм випробування для кожного двигуна з урахуванням температур води в системі охолодження і масла, величини навантаження, швидкості обертання колінчастого валу і зміни у часі зазначених режимів роботи. Ці осцилограми

після розшифровки а також результати числового експерименту дали підставу для програмування програмної установки і були стохастичною моделлю кожного етапу випробувань. З урахуванням їх варіації (по максимуму) на кожному етапі задавалося додатково по чотири режими, які вибирались за допомогою методу рангової кореляції. Проведені випробування в певній мірі дозволили відтворити експлуатаційні умови і максимально наблизити зміни параметрів до реальних умов експлуатації автомобільного крана.

4. Обговорення результатів

Обробка результатів зносних випробувань двигунів показала, що інтенсивність зносу двигуна автомобільного крана в значній мірі залежить від значення коефіцієнта динаміки (рис. 2), інтенсивності зміни навантаження (рис. 3) і величини прискорень (рис. 4).

Так робота двигуна при несталих навантажувальних режимах ($0,4-0,8 \text{ мН/м}^2$) призводить до збільшення зносу 2,8 рази, робота приводу при зміні прискорення від 5 до 20 1/с^2 (за 1×10^7 од. ум. роботи) призводить до збільшення зносу деталей двигунів ЯМЗ–236 і КАМАЗ–740 – в середньому в 2,2 рази, ЗІЛ–130 – в 2,3 рази. Однак найбільший вплив на зношуваність двигуна оказує значення коефіцієнта динаміки. Криві, що характеризують інтенсивність зносу при різних значеннях K_d в діапазоні від 1,5 до 4, постійно зростають, при малих навантаженнях крива зносу 4 на рис. 2, змінюється майже пропорційно виконаній роботі, при зростанні коефіцієнта динамічності її крутизна збільшується, а функція набуває

Піднімально-транспортні машини

форму параболи. Аналізуючи експериментальні дослідження можна прийти до висновку, що незалежно від типів двигунів при несталіх динамічних режимах роботи автомобільних кранів в порівнянні з еквівалентними сталими режимами знос приводу зростає більш ніж в 3 рази.

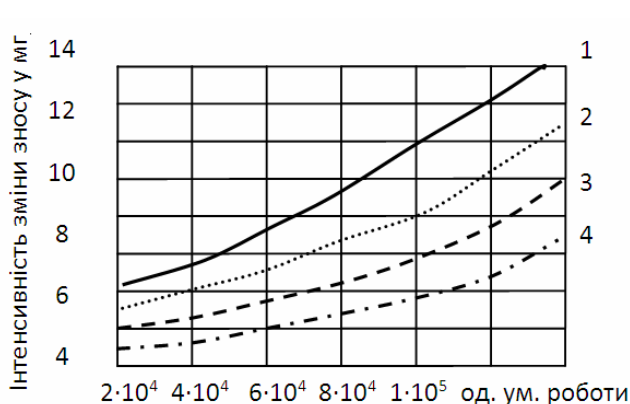


Рис. 2 – Вплив коефіцієнта динамічності на знос двигуна КАМАЗ-740 при стендових випробуваннях 1 – $K_d = 4,5$; 2 – $K_d = 3,5$; 3 – $K_d = 2,5$; 4 – $K_d = 1,5$

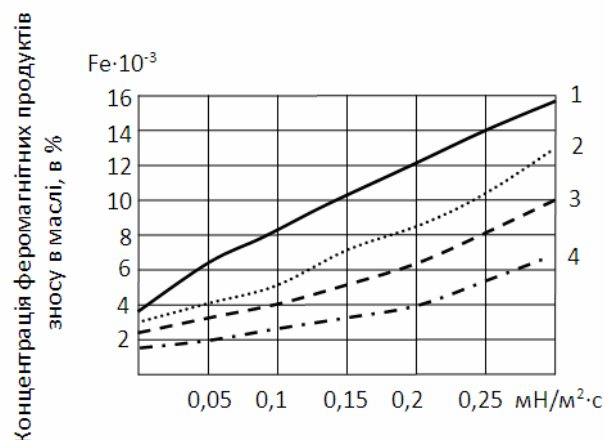


Рис. 3 – Вплив швидкості зміни навантаження на інтенсивність зносу двигуна ЗІЛ-130 при зміні режиму від $0,7-0,8 \text{ мН/м}^2$ (1), від $0,6-0,7 \text{ мН/м}^2$ (2), від $0,5-0,6 \text{ мН/м}^2$ (3), $0,4-0,5 \text{ мН/м}^2$ (4) за 10^5 од. ум. роб.

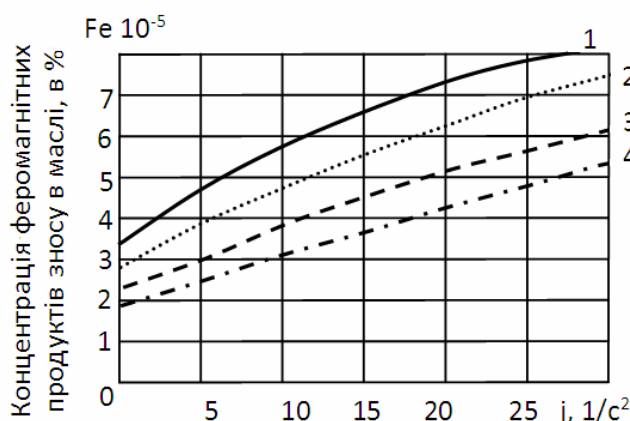


Рис. 4 – Вплив прискорення на інтенсивність зносу двигуна ЗІЛ-130 при зміні режиму від $2000-3000 \text{ об/хв}$ (1), від $1400-2200 \text{ об/хв}$ (2), від $1000-1800 \text{ об/хв}$ (3), $800-1400 \text{ об/хв}$ (4) за 10^5 од. ум. роб.

Список використаних джерел:

1. Подоляк О. С. Особенности работы приводов автомобильных кранов при переходных процессах / О. С. Подоляк, А. В. Силка // *Современные направления теоретических и прикладных исследований* - 2008: тез. докл. междунар. науч.-техн. конф. – Одесса, 2008. – Т. 3. – С. 34–36.
2. Подоляк О. С. Исследование модели изменения ресурса силового агрегата автомобильного крана методом итерации / О. С. Подоляк, А. А. Мельниченко // *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. – 2008. – Вып. 6 (36). – С. 27–30.

References

1. Podolyak, O & Silka, A 2008, 'Osobnosti raboty privodov avtomobilnykh kranov pri perekhodnykh protsessakh', *Sovremennye napravleniya teoreticheskikh i prikladnykh issledovaniy, Tezisy dokladov mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii*, Odessa, vol. 3, pp. 34–36.
2. Podolyak, O & Melnichenko, A 2008, 'Issledovaniye modeli izmeneniya resursa silovogo agregata avtomobilnogo kрана методом iteratsii', *Vostochno-evropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy*, iss. 6 (36), pp. 27–30.

Стаття надійшла до редакції 30 листопада 2015 р.

УДК 621.874

**ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ
ПРИ ПЕРЕСУВАННІ ВАНТАЖНОГО ВІЗКА МОСТОВОГО КРАНА**

©Слепужніков Є. Д.

Національний університет цивільного захисту України

Інформація про автора:

Слепужніков Євген Дмитрович: ORCID 0000-0002-5449-3512; ors2011@bk.ru; начальник курсу факультету оперативно-рятувальних сил; Національний університет цивільного захисту України; вул. Чернишевська, 94, м. Харків, 61023, Україна.

В статті вирішено актуальну науково-технічну проблему підвищення робото здатності ходового колеса мостового крана. Запропонована вдосконалена конструкція ходового колеса з пружним кільцем приводить до зменшення напружень в колесі і динамічних навантажень.

Крім цього, в статті розглянуті динамічні навантаження, які виникають при пересуванні вантажних візків кранів мостового типу, що дає змогу визначити зусилля в пружних зв'язках, частоту коливань і амплітуду, що суттєво допоможе зробити розрахунки при проектуванні кранів більш точними.

Ключові слова: кран; візок вантажний; навантаження; динаміка; коливання; зусилля.

Слепужніков Е. Д. «Определение динамических нагрузок при передвижении грузовой тележки мостового крана».

В статье решено актуальную научно-техническую проблему повышения работоспособности ходового колеса мостового крана. Предложена усовершенствованная конструкция ходового колеса с упругим кольцом, что приводит к уменьшению напряжений в колесе и динамических нагрузок.

Кроме этого, в статье рассмотрены динамические нагрузки, которые возникают при передвижении грузовых тележек кранов мостового типа. Получено решение, позволяющее определить усилия в упругих связях, частоту колебаний и амплитуду, что существенно поможет сделать расчеты при проектировании крана более точными.

Ключевые слова: кран; тележка грузовая; колесо ходовое; нагрузка; динамика; колебания; усилия.

Stepugnikov E. “Dynamic loadings at movement cargo cart of bridge crane”.

In this article it is considered dynamic loadings arise in the time of movement cargo carts of cranes bridge type. Receive decision this allow to define efforts in elastic bonds, frequency of oscillations and amplitude, what essentially help to do calculate of crane more exactly. In this article the actual scientific and technical problem of higher work of mechanism of movement bridge crane for account use wheels with elastic inputs. Offer improvement design use wheels with elastic inputs and it bring to decrease strains in wheel and dynamic loadings.

In dissertation consider strain state of wheel with elastic inputs as three layer cylinder design with account energy displacement of insert. Receipt decision allow to value strain this design and take definite recommendations for its use. In dissertation consider dynamic loadings rise at movement cargo cart of bridge crane, this let us possible to define efforts in elastic bonds, often of vibration, and amplitude, what is help make calculations project of crane exact.

Keywords: crane; cargo carts; wheel walk; loading; dynamic; oscillations; efforts.

1. Вступ

Динамічні навантаження, які виникають при пересуванні вантажних візків і мостових кранів мають досить великі значення і не враховувати їх під час проектування мостових кранів неможливо. Особливо вони проявляються під час зносу елементів кочення коліс і рейок та виникнення перекосів на довго працюючих кранах.

2. Постановка проблеми

Питаннями динаміки пересування вантажних візків і мостових кранів займалися такі видатні вчені, як Б. С. Ковальський [1], С. А. Казак [2], Н. Ф. Лобов [3] В. Ф. Гайдамака [4], В. Г. Піскунов [5].

Привод механізму пересування вантажного візка розташований, як правило, посередині колії візка. Рух на ведучі колеса передається за допомогою трансмісійного валу.

3. Викладення основного матеріалу

Для зменшення динамічних навантажень, які виникають при пересуванні вантажних візків мостових кранів нами була запропонована нова конструкція ходового колеса з гумовими кільцями [6]. При детальному дослідженні динаміки механізму пересування можливо використовувати розрахункову схему з трьома масами і двома пружними зв'язками. Можна привести всі параметри до ходової частини візка і вантажу, тоді ми отримаємо схему поступового руху (рис. 1), де m_1 – маса частин, які обертаються (маса ротора двигуна і інших частин, в основному моторної муфти і гальмівного шківів), m_2 – приведена маса частин, які поступово рухаються, m_3 – маса вантажу, C_1 – коефіцієнт жорсткості тихохідного трансмісійного валу, C_2 – жорсткість другого пружного зв'язку.

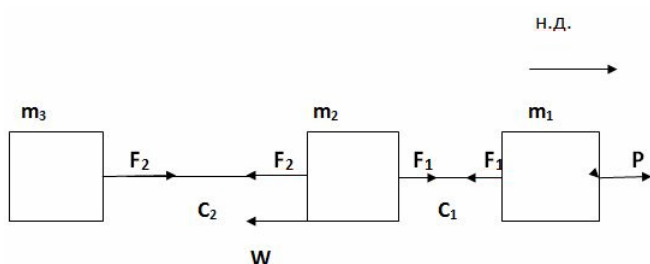


Рис. 1 – Розрахункова схема, де m_1 – маса частин, які крутяться (маса мотора двигуна та інших частин, в основному моторної муфти і тормозного шківів), m_2 – приведена маса частин, які поступально рухаються; m_3 – маса вантажу; C_1 – коефіцієнт жорсткості тихохідного трансмісійного валу; C_2 – жорсткість іншого пружного зв'язку

Після підстановки отримаємо

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 = P - W - C_1(x_1 - x_2) \\ m_2 \ddot{x}_2 = C_1(x_1 - x_2) - C_2(x_2 - x_3); \\ m_3 \ddot{x}_3 = C_2(x_2 - x_3) \end{cases} \quad (2)$$

При незначних коливаннях вантажу коефіцієнт жорсткості другого пружного зв'язку C_2 визначається за формулою

$$C_2 = \frac{Q}{l},$$

де Q – вага вантажу;

l – довжина підвісу.

Рівняння руху запишемо у вигляді

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 &= P - F_1 \\ m_2 \ddot{x}_2 &= F_1 - F_2 - W, \\ m_3 \ddot{x}_3 &= F_2 \end{aligned} \quad (1)$$

де зусилля в пружних зв'язках

$$F_1 = W + C_1(x_1 - x_2);$$

$$F_2 = C_2(x_2 - x_1).$$

Піднімально-транспортні машини

Після вирішення системи (2) отримаємо диференційне рівняння

$$\ddot{x}_1 + a_1 \dot{x}_1 + a_2 x_1 = a_3, \quad (3)$$

де

$$a_1 = \frac{m_1}{2} \left(\frac{C_1}{m_1} + \frac{C_1 + C_2}{m_2} \right) + \frac{m_1(C_1 + C_2)}{2m_2};$$

$$a_2 = \frac{C_1}{2} \left(\frac{2C_1}{m_1} + \frac{2C_2 + C_1}{m_2} \right);$$

$$a_3 = \frac{P - W}{2} \left(\frac{C_1 + C_2}{m_2} - \frac{C_1}{m_1} \right)$$

Рішенням рівняння (3) будемо шукати у вигляді

$$x_1 = A_1 \cos k_1 t + A_2 \cos k_2 t + A_3 \sin k_3 t + A_4 \sin k_4 t + x_{\text{hast}}, \quad (4)$$

де $x_{\text{hast}} = \frac{a_3}{a_2}$, $k_{1,2,3,4} = \pm \sqrt{-\frac{a_1}{2} \pm \sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2}}$.

Коефіцієнти A_1, A_2 визначаємо, використовуючи початкові умови

$$x_1(0) = 0, \dot{x}_1(0) = 0, \ddot{x}_1(0) = 0, x_2(0) = 0.$$

Знаходимо коефіцієнти

$$A_3 = A_4 = 0, A_1 = -\frac{a_3 k_2^2}{a_2(k_2^2 - k_1^2)}, A_2 = \frac{a_3 k_1^2}{k_2^2 - k_1^2}.$$

Після цього рівняння (4) приймає вид

$$x_1 = \frac{a_3}{a_2} \left[1 - \frac{1}{k_2^2 - k_1^2} (k_2^2 \cos k_1 t - k_1^2 \cos k_2 t) \right]. \quad (5)$$

Рівняння руху для другої і третьої мас будуть складати

$$x_2 = \frac{a_3}{a_2} \left\{ 1 + \frac{1}{k_2^2 - k_1^2} \left[k_2^2 \left(\frac{m_1 k_1^2}{C_1} - 1 \right) \cos k_1 t - k_1^2 \left(\frac{m_1 k_2^2}{C_1} - 1 \right) \cos k_2 t \right] \right\} - \frac{P - W}{C_1}$$

$$x_3 = \frac{a_3}{a_2} \left\{ 1 - \frac{k_2^2}{k_2^2 - k_1^2} \left[\left(1 + \frac{C_1}{C_2} \right) \left(\frac{m_1 k_1^2}{C_1} - 1 \right) - \frac{k_1^2 m_2}{C_2} \left(\frac{m_1 k_1^2}{C_1} - 1 \right) + \frac{C_1}{C_2} \right] \cos k_1 t + \right.$$

$$\left. + \frac{k_1^2}{k_2^2 - k_1^2} \left[\frac{m_2 k_2^2}{C_2} \left(\frac{m_1 k_2^2}{C_1} + 1 \right) - \left(1 + \frac{C_1}{C_2} \right) \left(\frac{m_1 k_2^2}{C_1} - 1 \right) + \frac{C_1}{C_2} \right] \cos k_2 t \right\} - \left(1 + \frac{C_1}{C_2} \right) \frac{P - W}{C_1}. \quad (7)$$

Знаходимо зусилля в пружних зв'язках

$$F_1 = P - \frac{a_3 k_1^2 k_2^2}{a_2(k_2^2 - k_1^2)} (\cos k_1 t - \cos k_2 t) \quad (8)$$

$$F_2 = \frac{C_2 a_3}{a_2(k_2^2 - k_1^2)} \left\{ k_2^2 \left[\left(\frac{m_1 k_1^2}{C_1} - 1 \right) \left(2 + \frac{C_1 - m_2 k_1^2}{C_2} \right) + \frac{C_1}{C_2} \right] \cos k_1 t + k_1^2 \left[\left(\frac{m_1 k_2^2}{C_1} - 1 \right) \left(\frac{m_2 k_2^2 - C_1 - 2}{C_2} \right) + \frac{C_1}{C_2} \right] \cos k_2 t \right\} + P - W \quad (9)$$

Піднімально-транспортні машини

Проведемо розрахунок для мостового крану вантажопідйомністю 5 т прогоном 22,5 м, висотою підйому 8 м, режимом роботи 7 К, $m_1 = 67121$ кг, $m_2 = 35525$ кг, $C_1 = 156386719$ Н·м, $C_1' = 116568283,5$ Н·м, $C_2 = 2102$ Н·м.

Частота коливань в першому випадку (колесо старої конструкції) $\omega = 11,52$ 1/с, у другому випадку (колесо із пружною вставкою) $\omega = 9,9$ 1/с, амплітуда коливань: у першому випадку $A_1 = 0,096$ мм, у другому $A_1 = 0,0715$ мм. Зусилля зв'язку у першому випадку $F_1 = 9371,86$ Н, у другому $F_1 = 8971,86$ Н. Коефіцієнт динамічності складає для колеса старої конструкції 1,25, для колеса з гумовою вставкою 1,05.

Висновки

Отримані рішення трьохмасової системи дають можливість точно визначати параметри динамічних складових навантажень при пересуванні ходових кранових коліс вантажних візків кранів мостового типу. Як показали розрахунки (рис. 2) застосування ходового колеса значно зменшує динамічні навантаження.

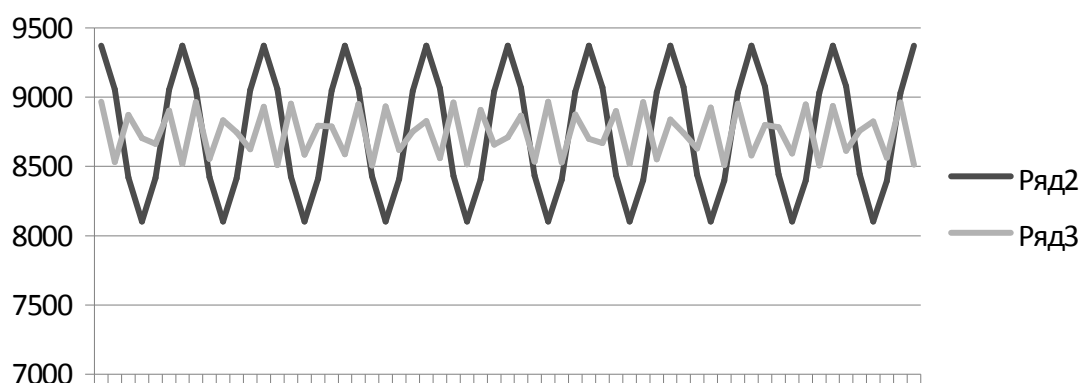


Рис. 2 – Графік зусилля зв'язку

Список використаних джерел:

1. Ковальский Б. С. Вопросы передвижения мостовых кранов / Б. С. Ковальский. – Луганск, ВГУ, 1998. – 39 с.
2. Казак С. А. Динамика мостовых кранов / С. А. Казак. – М.: Машиностроение, 1968. – 332 с.
3. Лобов Н. А. Динамика передвижения кранов по рельсовому пути / Н. А. Лобов. – М.: Изд-во МГТУ, 2003. – 232 с.
4. Гайдамака В. Ф. Грузоподъемные машины / В. Ф. Гайдамака. – К.: Вищ. шк., 1989. – 208 с.
5. Будівельна механіка металевих конструкцій дорожньо-будівельних, підйомних і транспортних машин: підручник / В. Д. Шевченко, В. Г. Піскунов, Ю. М. Федоренко [та ін.]; за ред. В. Г. Піскунова, В. Д. Шевченка. – К.: Вищ. шк., 2004. – 438 с.
6. Фідровська Н. М. Динамічні навантаження при пересуванні ходових коліс з гумовими вставками / Н. М. Фідровська, Є. Д. Слепужніков О. В. Чернишенко // *Машинобудування*: зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад. – Харків, 2015. – Вип. 15. – С. 87–91.

References

1. Kovalskiy, B 1998, *Voprosy peredvizheniya mostovykh kranov*, VGU, Lugansk.
2. Kazak, S 1968, *Dinamika mostovykh kranov*, Mashinstroeniye, Moskva.
3. Lobov, N 2003, *Dinamika peredvizheniya kranov po relsovomu puti*, Izdatelstvo MGTU, Moskva.
4. Gaydamaka, V 1989, *Gruzopodyemnyye mashiny*, Vyshcha shkola, Kyiv.
5. Shevchenko, V, Piskunov, V & Fedorenko, Yu 2004, *Budivelna mekhanika metalevykh konstruksii dorozhno-budivelnnykh, pidiomnykh i transportnykh mashyn*, Vyshcha shkola, Kyiv.
6. Fidrovska, N, Slepuzhnikov, E & Chernyshenko, O 2015, 'Dynamichni navantazhennia pry peresuvanni khodovykh kolis z humovymy vstavkamy', *Mashynobuduvannia*, iss. 15, pp. 87-91.

Стаття надійшла до редакції 24 листопада 2015 р.

УДК 622.673.8

**АНАЛІЗ ОСНОВНИХ КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ РОЗВАНТАЖЕННЯ
КАБЕЛЮ НА БАРАБАНИ КАРОТАЖНОГО ПІДЙОМНИКА**

©Смоляков С. Л., Ісьєміні І. І.

Українська інженерно-педагогічна академія

Інформація про авторів:

Смоляков Сергій Леонідович: ORCID: 0000-0002-3772-6310; 2008ssl@mail.ru; кандидат технічних наук; доцент кафедри металоріжучого обладання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Ісьєміні Ілля Ігорович: ORCID: 0000-0001-7872-8526; isyem@mail.ru; кандидат технічних наук; асистент кафедри металоріжучого обладання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Наведено результати аналізу основних конструктивних рішень розвантаження кабелю на барабані каротажного підйомника, що дозволило надати оцінку його міцності за допомогою розрахунку навантажень в канаті, що виникають при багат шаровому навіванні.

Було проведено аналіз двадцяти літературних джерел, в яких описуються основні конструктивні рішення розвантаження кабелю на барабані каротажного підйомника.

Встановлено, що причинами виникнення поздовжніх коливань кабелю є: у період підйому – зачепи геофізичного приладу в замках, що з'єднують труби; при спуску – періодичні зависання приладу з наступним зривом. Розрахунки показують, що для свердловини глибиною 12000 м нижча частота коливань становить 0,352 рад/с, період коливань – близько 18 с.

Програма глибинного дослідження земних надр містить у собі буріння глибоких і надглибоких свердловин в основних нафтогазоносних і рудних родовищах, а також питання вивчення будови Землі й формування родовищ корисних копалин. Геофізичні дослідження глибоких і надглибоких свердловин становлять великий інтерес, через що питання каротажу набувають особливої значимості і потребують розробок керівного технічного матеріалу на проектування підйомників каротажних, норм та правил деяких міцнісних і інших розрахунків.

Ключові слова: підйомник каротажний; нафтогазоносні та рудні родовища; надглибока свердловина; багат шарове навівання; поздовжні коливання кабелю.

Смоляков С. Л., Ісьємини И. И. «Анализ основных конструктивных решений разгрузки кабеля на барабане каротажного подъемника».

Приведены результаты анализа основных конструктивных решений разгрузки кабеля на барабане каротажного подъемника, что позволило дать оценку его прочности при помощи расчета нагрузок в канате, возникающих при многослойной навивке.

Был проведен анализ двадцати литературных источников, в которых описываются основные конструктивные решения разгрузки кабеля на барабане каротажного подъемника.

Установлено, что причинами возникновения продольных колебаний кабеля являются: в период подъема – зацепы геофизического прибора в замках, соединяющих трубы; при спуске – периодические зависания прибора с последующим срывом. Расчеты показывают, что для скважины глубиной 12000 м нижняя частота колебаний составляет 0,352 рад/с, период колебаний – около 18 с.

Программа глубинного исследования земных недр включает в себя бурение глубоких и сверхглубоких скважин в основных нефтегазоносных и рудных месторождениях, а также вопросы изучения строения Земли и формирования месторождений полезных ископаемых. Геофизические исследования глубоких и сверхглубоких скважин представляют большой интерес, поэтому вопросы каротажа приобретают особую значимость и требуют разработок руководящего технического материала на проектирование подъемников каротажных, норм и правил некоторых прочностных и других расчетов.

Ключевые слова: подъемник каротажный; нефтегазоносные и рудные месторождения; сверхглубокая скважина; многослойная навивка; продольные колебания кабеля.

Smolyakov S., Isyemini I. “The analysis of the main constructive decisions of the cable’s unloading on the drum of well logging truck hoist”.

The results of the analysis of the main constructive decisions of the cable’s unloading on the drum of well logging truck hoist are given. This allowed to give an estimation of strength of the well logging truck hoist with load calculation in a rope, that appears during multilayer winding.

The analysis of twenty references was conducted. They consist main constructive decisions of the cable’s unloading on the drum of well logging truck hoist.

It is established that reasons of the longitudinal vibrations of cable are: during ascent – hooks of geophysical instrument in locks that join pipes; during descent – periodic hang-up of instrument with following stalling. Calculations are shown that for borehole with depth of 12000 m lower oscillation frequency is 0,352 rad/s, and oscillation period – about 18 s.

The program of subsurface investigation of Earth interiors includes the deep and ultradeep well-borings in the main oil-and-gas bearing and ore deposits also the questions of the studying of Earth structure and forming of the mineral wealth deposits. Geophysical investigations of the deep and ultradeep well-borings are very interesting so the questions of the well-logging take on special significance and require guidance technical material development for designing of well logging truck hoists, standards and regulations of some strengthening and other calculations.

Keywords: well logging truck hoist; oil-and-gas bearing and ore deposits; ultradeep well-boring; multilayer winding; longitudinal vibrations of cable.

1. Постановка проблеми

При великій глибині свердловини багатшарова навивання кабелю на барабан (рис. 1) є єдиним можливим рішенням підйомної установки. Рішення може бути надано в різноманітних варіантах, кожний з яких має свої переваги та недоліки, оцінка їх є достатньо складною.

2. Аналіз літературних джерел

Є конструктивно простим рішення у вигляді барабана, на який навивається кабель під змінним натягом, створованим власною вагою кабелю (каната), в малому ступені, вагою свердловинного приладу (рис. 2, а).

Проте, великий натяг каната (100–200 кН), утворює складності в укладанні витків кабелю на барабані навіть при застосуванні канатокладальника тієї чи іншої конструкції, при малих же натягах канатокладальники зазвичай надійно забезпечують стійке укладання витків каната у всіх шарах навивання.

Піднімально-транспортні машини

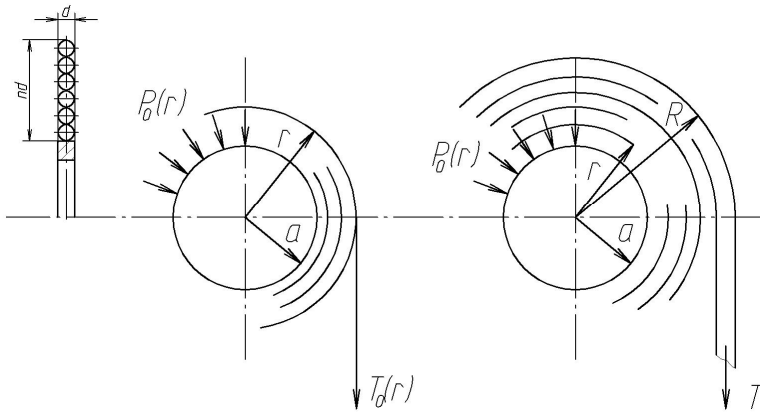


Рис. 1 – Схема багатошарового навивання каната

Крім того, наслідком великого на тяжіння кабелю є доволі напружений стан елементів барабана, що призводить у ряді випадків до руйнування обичайки та лобовин. Прикладів руйнування є немало [1] і цей момент має серйозне значення для надглибоких свердловин.

Створення теорії багатошарового навивання кабелю [2-9] має звільнити конструкторів і експлуатаційників від побоювань за міцність барабана, але великий натяг кабелю викликає й інші затруднення. Одним з них є високий радіальний тиск витків кабелю різних шарів один на одного та на стінку барабана. За відомою границею радіальний тиск, стискаючи кабель в поперечному напрямі, може вивести його з ладу, замкнувши струмопровідні жили. Обмеження радіального тиску може бути досягнуто за рахунок збільшення діаметра барабана.

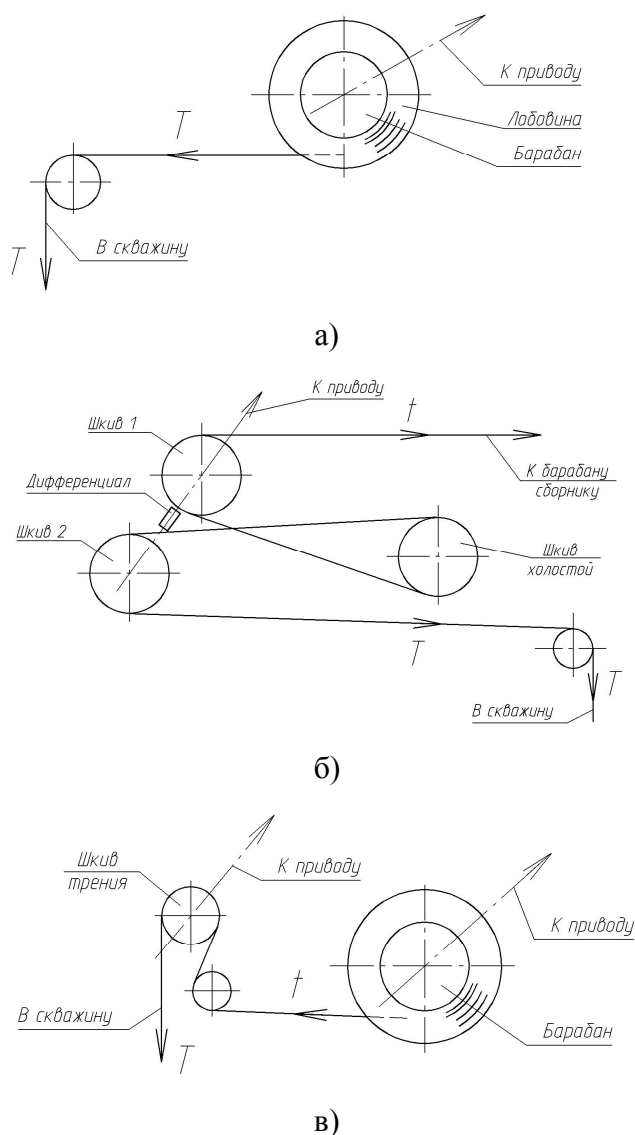
2. Мета даної роботи полягає в аналізі основних конструктивних рішень розвантаження кабелю на барабані каротажного підйомника для надання оцінки його міцності за допомогою розрахунку навантажень в канаті, що виникають при багатошаровому навиванні.

3. Основний матеріал

Можливе й інше рішення, – підйом кабелю здійснюється за допомогою фрикційного приводу, зі шківом (або шківками) третя, барабан же є збірником кабелю, натягнутого невеликим зусиллям, достатнім для роботи шківів, $t = Te^{f\alpha}$ – мова йде про залежності Ейлера (рис. 2, б).

Між цими крайніми рішеннями знаходиться середнє, – тягове зусилля створюється й фрикційним пристроєм й барабаном з канатом, який навивається (рис. 2, в). З точки зору управління роботою підйомного пристрою найпростішою є схема з барабаном, що створює тягове зусилля безпосередньо (рис. 2, в).

При постійній швидкості кабелю кутова швидкість барабана повинна бути змінною. Якщо тягове зусилля створюється шківками тертя (рис. 2, б), то натяг каната, що навивається на барабан, може бути доволі малим, але достатнім для створення необхідного натягу в збіжній гілці каната, про що вже було сказано. Більш складною є схема (рис. 2, в) сумісної роботи шківів тертя та барабана. Управління в цьому випадку значно складніше, ніж в описаних вище схемах, оскільки необхідно забезпечити в умовах реверсивного обертання барабана та змінного навантаження, достатнє на тяжіння кабелю, що виключає значну зміни натягу та динамічні перевантаження. Але притому є можливим до певної глибини свердловини працювати з барабанною лебідкою, а потім вже вмикати в роботу фрикційний привод.

Піднімально-транспортні машини**Рис. 2** – Схеми приводов:

- а) – барабанний; б) – шківнами тертя;
в) – комбінований

Призначення каротажного підйомника полягає в опусканні – підйомі свердловинного приладу та його фіксації на будь-якій відмітці в свердловині. Розв'язується це завдання по-різному в залежності від конструкції підйомника. Найчастіше кабель навивається на барабан, що приводиться в рух електроприводом (рис. 2, а). З огляду на те велику канатоємність каротажних підйомників канат навивається на барабан в 20–25 шарів і більше, як, наприклад, на барабані каротажного підйомника на Кольській надглибокій свердловині. Радіальне навантаження, що створюється витками каната, сприймається обичайкою барабана, осьова (розпірна) – лобовинами (щокими, ребордами). До лобовин кріпляться торцеві стінки, – гальмові шківни, що виготовляються як одне ціле (рис. 3, б). Навивається канат або по гвинтовим канавкам або по кільцевим (система Лебас) [10]. У другому випадку укладка каната здійснюється більш стійко, причому для переходу каната з канавки в суміжну, канату не доводиться вигинатись на витку, що перетинається, рух організовано

укладанням витків першого шару за допомогою спеціальних напрямних вставок. Проте, і в першому і в другому випадку навивання необхідне застосування канатовкладальників, причому більш складних, ніж у першому випадку. Прохід кабелю через канатовкладальник збільшує його зношування, цим пояснюється наявність різних видів і винайдення все нових канатовкладальників. Слід мати на увазі, що через положення свердловинного приладу в нижній частині свердловини, вага каната, опущеного в свердловину, є великим і укладання каната відбувається при натягу порядку 100–150 кН і більше.

Велике натягнення каната при числі шарів навивки 20–25 призводить до більших товщин обичайки та лобовин, робить барабан важким. Таким чином, описане рішення з навиванням на барабан сильно натягнутого кабелю, будучи порівняно простим, має недоліки в тому, що утрудняє експлуатацію й вимагає виготовлення важкого барабана.

Піднімально-транспортні машини

При застосуванні фрикційних шківів, коли кабель обходить систему блоків і з невеликим натягінням навівається на барабан, – товщини обичайки та лобовин виявляються значно меншими, зменшується радіальний тиск витків кабелю один на одного й на стінку барабана, що виключає вихід кабелю з ладу через замикання струмопровідних жил, полегшується укладання кабелю на барабані. Якщо мати на увазі, що в цій схемі підйому – спуску значно зменшується натягіння кабелю на барабані, то фрикційну систему можна розглядати, що як розвантажувальну.

Вибір однієї з описаних схем приводу визначається рядом технічних і економічних міркувань. Останнє стане ясним, якщо врахувати, наприклад, можливість роботи підйомника протягом ряду років при обмеженому натягу кабелю, обмеженій потужності приводу (двигуна), а пізніше ввести в систему фрикційне розвантаження барабана й працювати при більшій глибині свердловини при комбінованому приводі. Вибір варіанта вимагає розрахунків, але можливі випадки, коли розв'язок питання диктується спеціальними міркуваннями. Слід урахувати, що в реалізації завдання розвантаження кабелю ми зустрічаємося з деякими завданнями вперше. Наприклад, коли свердловина пройдена до оцінки 10000–12000 м рішення існує, але ще не створена конструкція кабелю для роботи до 15000 м і, можливо, для ще більшої глибини. Якою буде поведінка кабелю при навивці під більшим натягом? Чи раціонально відразу йти на більший діаметр барабана, редуктор з більшим передаточним числом, потужнішу гальмову систему? При достатньому досвіді такі питання не є особливо значимими, але мова йде про відсутність досвіду в нас і за кордоном, і це вимагає дослідження ряду моментів, що не мають вичерпного висвітлення в літературі.

Вирішуючи питання про встаткування свердловини досить великої глибини, не так просто задати параметри лебідки й можна думати, що тут позначився вплив наявної суміжної практики. Так, для лебідки, використовуваної для дослідження Кольської свердловини великої глибини, був прийнятий діаметр барабана такий же, як і для бурових установок, хоча глибина буріння останніми не становить і половини від запланованої глибини Кольської свердловини. Діаметр кабелю, застосовуваного на свердловині, удвічі менше, ніж каната на бурових установках, міцність дротів броні кабелю значно вище, ніж у дротів у сталці каната подвійного звивання. Що ж стосується умов роботи кабелю, то питання про радіальне його навантаження має дуже велике значення, у випадку ж бурових установок цей момент має значення, незрівнянно менше. Тому дослідження варіантів приводу виявляється цілком виправданим, стосовно ж до розробки технології буріння свердловин глибиною до 15000 м для вивчення надр земної кори завдання слід вважати актуальним.

Звичайно, що одним із суттєво важливих є питання про вплив поперечного навантаження кабелю на його надійне функціонування. Спеціальне дослідження цього питання виконане на кафедрі Підйомно-транспортних машин УПА [4]. Випробуваннями охоплені кабелі різної конструкції, діаметрами $d = 6,1; 12,0; 14,5$ мм. Деякі результати наведені далі. У тих випадках, коли радіальне навантаження кабелю велике, виникає питання про ушкодження струмопровідних жил кабелю, внаслідок здавлювання кабелю в

Піднімально-транспортні машини

поперечному напрямку. Тоді, робота за схемою (рис. 2, а.) неможлива, тому що потрібне обмеження натягу кабелю на барабані. При якій глибині свердловини буде потрібно обмеження натягу кабелю, чи залежить воно від його навантаження, від будови приводу, від діаметра навивання, – ці моменти розглядаються далі.

Але при будь-якому варіанті розв'язку завдання необхідно зважати на можливостями, обумовленими умови формування сил тертя кабелю на поверхні рівчака тягового шківів. У літературі є численні дані про тертя канатів подвійний звивання на шківів чавунних, сталевих, футерованих [10-13], але для кабелів на шківів тертя таких даних ми не маємо [14].

Цим диктується необхідність постановки спеціального експерименту, маючи при цьому на увазі особливі умови роботи каротажного кабелю: кабель не змщений (на відміну від інших випадків канатного приводу), покритий шаром глинистого розчину й не повинен бути навантажений особливо великим поперечним тиском. У зв'язку з останнім є неможливим застосування підрізаного профілю рівчака шківів тертя, настільки ефективного для приводу ліфта [15], і в інших випадках [16, 17].

Основним навантаженням кабелю є його власна вага й кінцеве навантаження (вага свердловинного приладу мала та може не враховуватися). При визначенні натягу кабелю слід враховувати також взаємодію кабелю з розчином, у який він занурений майже на всій довжині й тертя кабелю о стінки свердловини, – ці питання знайшли відбиття в [4], де викладений розв'язок завдання про поздовжні коливання кабелю в свердловині, запропонований Б. О. Скородумовим. У зазначеному розв'язку геофізичний кабель розглядається як пружний брус із розподіленою масою та розподіленими силами опору, з урахуванням втрат від внутрішнього тертя в кабелі. Поздовжні коливання такої системи описуються диференціальним рівнянням

$$\frac{\partial^2 U}{\partial t^2} - a^2 \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} = -\frac{g}{q} \left[(W_{ж} + W_{с}) \text{sign} \frac{\partial U}{\partial t} + W_{в} \right],$$

де U – переміщення x -го перерізу кабелю в момент часу t

g – прискорення вільного падіння;

q – погонна вага кабелю;

$W_{ж}$ – сила внутрішнього тертя в рідині, що зповнює колону та припадає на один метр довжини кабелю;

$W_{с}$ – сила тертя кабелю по внутрішній поверхні бурових труб, що припадає на один метр довжини кабелю;

$W_{в}$ – сила опору від внутрішнього тертя в геофізичному кабелі при його деформації, що припадає на один погонний метр кабелю.

Причинами виникнення поздовжніх коливань кабелю є: у період підйому – зачепи геофізичного приладу в замках, що з'єднують труби; при спуску – періодичні зависання приладу з наступним зривом. Крім того, геофізичний кабель, опущений у постав труб свердловини, завдяки великій довжині, має значну масу й дуже високу пружну

Піднімально-транспортні машини

піддатливістю, що визначає досить низькі частоти й великі амплітуди коливань. Розрахунки показують, що для свердловини глибиною 12000 м нижча частота коливань становить 0,352 рад/с, період коливань – близько 18 с. Розв’язок Б. О. Скородумова дозволяє також судити про динаміку підйому – спуска каната (кабелю). Проте, втрати на внутрішнє тертя при розтяганні кабелю вимагають подальшого вивчення, – досвіди були виконані С. Л. Смоляковим і В. М. Беспаловим. Результати опубліковані в [3, 18–20].

Висновки

Геофізичні дослідження глибоких і надглибоких свердловин здійснюються по довгостроковій комплексній програмі глибинного дослідження земних надр. Ця програма містить у собі буріння глибоких і надглибоких свердловин в основних нафтогазоносних і рудних родовищах, а також питання вивчення будови Землі й формування родовищ корисних копалин. Оскільки геофізичні дослідження глибоких і надглибоких свердловин становлять великий інтерес, то питання каротажу набувають особливої значимості і їм приділяється особлива увага з боку Державної служби геології та надр України. У той же час у системі Державної служби геології та надр України, де питання, що розглядаються, мають важливе значення, немає, наприклад, керівного технічного матеріалу на проектування підйомників каротажних, відсутні норми та правила деяких міцнісних і інших розрахунків. У статті зроблена спроба заповнити ці пробіли.

Список використаних джерел:

1. Фидровская Н. Н. Совершенствование конструкции и технологии изготовления крановых барабанов и обеспечение их устойчивости: дис. ... канд. тех. наук / Н. Н. Фидровская. – Харьков, 1986. – 122 с.
2. Фідровська Н. М. Канатні барабани : моногр. / Н. М. Фідровська ; Укр. інж.-пед. акад. – Х. : НГМТ, 2011. – 195 с.
3. Беспалов В. Н. Определение гистерезиса сухого трения в канате / В. Н. Беспалов, С. Л. Смоляков // *Подъемно-транспортное оборудование : респ. межвед. научн.-техн. сб.* – К., 1988. – Вып. 19. – С. 51–56.
4. Исследование влияния температурных режимов эксплуатации на работу элементов барабана, тормозной системы и кабеля для каротажного подъемника ПК-15: Отчет НИР (заключительный) / Укр. заоч. политехн. ин-т им. И. С. Соколова. – Харьков, 1985. – 291 с. – № ГР 01820081675. – Инв. № 02860099758.
5. Ковальский Б. С. Теория многослойной навивки каната / Б. С. Ковальский // *Доклады АН СССР.* – 1950. – Т. 74, № 3. – С. 427–432.
6. Ковальский Б. С. Радиальная нагрузка футерованного барабана / Б. С. Ковальский // *Стальные канаты: Респ. межвед. научн.-техн. сб.* – 1968. – Вып. 5. – С. 162–168.
7. Ковальский Б. С. Влияние футеровки на нагрузку барабана / Б. С. Ковальский // *Расчёты деталей машин и элементов сооружений.* – Харьков: ХВКИУ, 1970. – Вып. 3. – С. 6–14.
8. Исследование работы элементов системы кабель-барабан для каротажного подъемника ПК-15: отчет о НИР (заключительный) / Укр. заоч. политехн. ин-т им. И. С. Соколова. – Харьков, 1982. – 100 с. – № ГР 01820084675.
9. Исследование способов фрикционной разгрузки барабанов каротажных подъемников: отчет о НИР (заключительный) / Укр. заоч. политехн. ин-т им. И. С. Соколова. – Харьков, 1987. – 65с. – № ГР 01860123789. – Инв. № 02880030638.
10. Дукельский А.И. Подвесные канатные дороги / А. И. Дукельский. – М.: Машгиз, 1938. – 400 с.
11. Дукельский А. И. Подвесные канатные дороги и кабельные краны / А. И. Дукельский. – М.: Машиностроение, 1966.- 484 с.
12. Stephan P. Die Drahtseilbahnen / P. Stephan. – Berlin : Springer, 1926. – 572 p.
13. Цикавый Л. А. Тяговая способность канатоведущего шкива : дис. ... канд. техн. наук / Л. А. Цикавый ; ХВКУ. – Харьков, 1951. – 128 с.
14. Беспалов В. Н. Коэффициент трения геофизического кабеля о шкив / В. Н. Беспалов, С. Л. Смоляков // *Подъемно-транспортное оборудование: Респ. межвед. научн. техн. сб.* – К., 1989. – Вып. 20. – С. 66–68.
15. Кифер Л. Г. Грузоподъемные машины : учеб. пособие для вузов. Т. 2 / Л. Г. Кифер, Г. И. Абрамович. – М.: Машгиз, 1949. – 604 с.

16. Коган И.Я., Панцулая Т.И. Маятниковые канатные дороги на горных предприятиях // *Изв. вузов. Горн. журн.* – 1947. – № 4. – С. 66–73.
17. Хайменс Ф. Подъёмники с канатоведущими шкивами / Ф. Хайменс, А. Хельборн. – М. : ОНТИ НКТП, 1937. – 320 с.
18. Беспалов В. Н. Гистерезис при статическом растяжении каротажного кабеля / В. Н. Беспалов, С. Л. Смоляков // *Механика технологического оборудования / МО СССР, ХВКИУ.* – 1988. – Вып. 1. – С. 57–72.
19. Беспалов В.Н. Гистерезисные явления в проволочных канатах / В. Н. Беспалов, С. Л. Смоляков // *Материалы XVI научно-технической конференции ИПМаш АН УССР.* – Харьков, 1988. – С. 64.
20. Определение коэффициента линейного расширения каротажных кабелей / В. Н. Беспалов, А. И. Еганов, Л. Г. Нечипоренко, С. Л. Смоляков // *Подъёмно-транспортное оборудование: Респ. межвед. научн.-техн. сб.* – К., 1988. – Вып. 19. – С. 41–44.

References

1. Fidrovskaya, N 1986, 'Sovershenstvovaniye konstruksii i tekhnologii izgotovleniya kranovykh barabanov i obespecheniye ikh ustoychivosti', *Kand.tekh.n. thesis, Ukrainska inzhenerno-pedahohichna akademiia, Kharkiv.*
2. Fidrovskaya, N 2011, *Kanatni barabany*, NTMT, Kharkiv.
3. Bespalov, V & Smolyakov, S 1988, 'Opredeleniye gisterezisa sukhogo treniya v kanate', *Podyemno-transportnoye oborudovaniye: Resp. mezhved. nauchn.-tekhn. sb.*, iss. 19, pp. 51-56.
4. Ukrainskiy zaochnyy politekhnicheskyy institut im. I. S. Sokolova 1985, *Issledovaniye vliyaniya temperaturnykh rezhimov ekspluatatsii na rabotu elementov barabana, tormoznoy sistemy i kabelya dlya karotazhnogo podyemnika PK-15*, Otchet NIR (zaklyuchitelnyy) № GR 01820081675; Inv. № 02860099758, Kharkiv.
5. Kovalskii, B 1950, 'Teoriya mnogoslonoynoy navivki kanata', *Doklady AN SSSR*, vol. 74, no. 3, pp. 427-432.
6. Kovalskiy, B 1968, 'Radialnaya nagruzka futerovannogo barabana', *Stalnyye kanaty: Resp. mezhved. nauchn.-tekhn. sb.*, iss. 5, pp. 162-168.
7. Kovalskiy, B 1970, 'Vliyaniye futerovki na nagruzku barabana', *Raschety detaley mashin i elementov sooruzheniy*, KhVКИU, Kharkiv, iss. 3, pp. 6-14.
8. Ukrainskiy zaochnyy politekhnicheskyy institut im. I. S. Sokolova 1982, *Issledovaniye raboty elementov sistemy kabel-baraban dlya karotazhnogo podyemnika PK-15*, Otchet o NIR (zaklyuchitelnyy), № GR 01820084675, Kharkiv.
9. Ukrainskiy zaochnyy politekhnicheskyy institut im. I. S. Sokolova 1987, *Issledovaniye sposobov friksionnoy razgruzki barabanov karotazhnykh podyemnikov*, Otchet o NIR (zaklyuchitelnyy), № GR 01860123789; Inv. № 02880030638, Kharkiv.
10. Dukelskiy, A 1938, *Podvesnyye kanatnyye dorogi*, Mashgiz, Moskva.
11. Dukelskiy, A 1966, *Podvesnyye kanatnyye dorogi i kabelnyye krany*, Mashinostroyeniye, Moskva.
12. Stephan, P 1926, *Die Drahtseilbahnen*, Springer, Berlin.
13. Tsikavyy, L 1951, 'Tyagovaya sposobnost kanatovedushchego shkiva', *Kand.tekh.n. thesis, Kharkovskoe vysshee komandnoye uchilishche, Kharkiv.*
14. Bespalov, V & Smolyakov, S 1989, 'Koeffitsient treniya geofizicheskogo kabelya o shkiv', *Podyemno-transportnoye oborudovaniye: Resp. mezhved. nauchn. tekhn. sb.*, iss. 20, pp. 66-68.
15. Kifer, L & Abramovich, G 1949, *Gruzopodyemnyye mashiny*, vol. 2, Mashgiz, Moskva.
16. Kogan, I & Pantsulaya, T 1947, 'Mayatnikovyye kanatnyye dorogi na gornyx predpriyatiyakh', *Izvestiya vuzov. gornyy zhurnal*, no. 4, pp. 66-73.
17. Khaymens, F & Khelborn, A 1937, *Podyemniki s kanatovedushchimi shkivami*, ONTI НКТП, Moskva.
18. Bespalov, V & Smolyakov, S 1988, 'Gisterezis pri staticheskom rastyazhenii karotazhnogo kabelya', *Mekhanika tekhnologicheskogo oborudovaniya*, MO SSSR, KhVКИU, iss. 1, pp. 57-72.
19. Bespalov, V & Smolyakov, S 1988, 'Gisterezisnyye yavleniya v provolochnykh kanatakh', *Materialy KhUI nauchno-tekhnicheskoy konferentsii IPMash AN USSR, Kharkiv*, pp. 64.
20. Bespalov, V, Yeganov, A, Nechiporenko, L & Smolyakov, S 1988, 'Opredeleniye koeffitsienta lineynogo rasshireniya karotazhnykh kabelye', *Podyemno-transportnoye oborudovaniye: Resp. mezhved. nauchn.-tekhn. sb.*, iss. 19, pp. 41-44.

Стаття надійшла до редакції 16 листопада 2015 р.

УДК 621.874.027.5:534

**ВИЗНАЧЕННЯ КОЛИВАНЬ, ЯКІ ВИНИКАЮТЬ В ПІДКРАНОВИХ БАЛКАХ
МОСТОВИХ КРАНІВ ПРИ ПЕРЕСУВАННІ ХОДОВИХ КОЛІС**

©Фідровська Н. М., Краснокутська Т. Б., Чернишенко О. В.

Українська інженерно-педагогічна академія

Інформація про авторів:

Фідровська Наталія Миколаївна: ORCID: 0000-0002-5248-273X; mot@uipa.edu.ua; доктор технічних наук; професор кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Краснокутська Тетяна Борисівна: ORCID: 0000-0002-5259-0300; krat63@mail.ru; завідувач лабораторією кафедри охорони праці, стандартизації та сертифікації; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Чернишенко Олександр В'ячеславович: ORCID: 0000-0003-3255-1088; chernishen@ya.ru; кандидат технічних наук; старший викладач кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

В статті розглянуто питання визначення коливань в підкранових балках мостових кранів, які з'являються при пересуванні мостових кранів з урахуванням діючого тиску, який виникає під подошвою рейки при опиранні рейки по всій довжині на масивний фундамент.

Були визначені формули частоти коливань, швидкості і прискорення, які виникають в підкранових балках з урахуванням ушкодження кранового шляху і ходової частини мостового крану, що базуються на експериментальних дослідженнях виконаних на промислових зразках кранів. Оцінка цих величин та внесення необхідних корективів дозволить значно знизити навантаження в кінцевих балках при проектуванні нових об'єктів та продовжити термін експлуатації діючих.

Отримане рішення залежить від геометричних і пружних параметрів рейки і модуля основи, а також від бази крана і геометричних розмірів підкранової балки.

Ключові слова: кран мостовий; балка підкранова; колесо ходове; динамічні навантаження; частота коливань; рейка підкранова.

Фидровская Н. Н., Краснокутская Т. Б., Чернышенко А. В. «Определение колебаний, возникающих в подкрановых балках мостовых кранов при передвижении ходовых колес».

В статье рассмотрены вопросы определения колебаний в подкрановых балках мостовых кранов, которые возникают при передвижении мостовых кранов с учетом действующего давления, возникающего под подошвой рельса при опирании рельса по всей длине на фундамент.

Были определены формулы частоты колебаний, скорости и ускорения, которые возникают в подкрановых балках с учетом повреждения кранового пути и ходовой части мостового крана, основанные на экспериментальных исследованиях, выполненных на промышленных образцах кранов. Оценка этих величин и внесение необходимых коррективов позволит значительно снизить нагрузку в конечных балках при проектировании новых объектов и продлить срок эксплуатации действующих.

Полученные решения зависят от геометрических и упругих параметров рельсы и модуля основания, а также от базы крана и геометрических размеров подкрановой балки.

Ключевые слова: кран мостовой; балка подкрановая; колесо ходовое; динамические нагрузки; частота колебаний; рельс крановый.

Fidrovskа N., Krasnokutskа T., Cherneshenko A. “Define vibrations arise in up crane beam bridge crane at movement motion wheels”.

In article it is considered questions define of vibrations arise in up crane beam bridge crane at movement motion wheels with calculation acting pressure which appear under foot rail by based on foundation of all length.

Define the formula often of vibration, speed and accelerations arise in up crane beam.

Define the decision depend from geometrical and elastic parameters of rail and module of basis and also from base of crane and geometrical dimensions of up crane beam.

Keywords: bridge crane; up crane beam motion wheel; dynamic loadings; define of vibrations.

1. Вступ

При роботі мостових кранів в металоконструкціях підкранових балок виникають досить значні деформації, що являється результатом дії вертикальних навантажень від ваги крану і вантажу та горизонтальних внаслідок гальмівного зусилля вантажного візка. Питання визначення навантажень, які виникають в підкранових балках при пересуванні ходових коліс, являється дуже суттєвим і актуальним.

2. Постановка задачі

Як було показано раніше [1–4] навантаження ходових коліс викликають згин і кручення кранових рейок. Методи розрахунків підкранових балок являються недосконалими, вони потребують уточнення. Необхідно ураховувати ушкодження кранового шляху і ходової частини мостового крану. Забезпечення підвищення довговічності і безпечної експлуатації металоконструкції крана може створюватися тільки на підставі розробки уточнюючих методів розрахунків.

3. Викладення основного матеріалу

Було отримано диференційне рівняння [4]

$$\ddot{Z} + \varpi \cdot Z = \frac{\beta}{2M \cdot B} \left\{ P_1 \cdot e^{-\beta \cdot x} (\cos \beta x - \sin \beta x) + P_2 \cdot e^{-\beta(x+a)} [\cos \beta(x+a) - \sin \beta(x+a)] \right\} \quad (1)$$

де P_1, P_2 – тиск під колесами;

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{\kappa B}{4EI}};$$

$$M = \frac{ml}{2},$$

m – інтенсивність розподілу маси балки;

Піднімально-транспортні машини

l – довжина балки;

B – ширина підшви рейки,

I, E – момент інерції і момент пружності рейки.

κ – модуль основи.

Розв'язок рівняння (1) будемо шукати у вигляді

$$z = C_1 \cos wx + C_2 \sin wx + z_{\text{hast}} \quad (2)$$

де

$$z_{\text{hast}} = A_1 e^{-\beta x} (\cos \beta x - \sin \beta x) + A_2 e^{-\beta(x+a)} [\cos \beta(x+a) - \sin \beta(x+a)] \quad (3)$$

$$A_1 = \frac{P_1 \beta}{2MB(w - \beta^4)}, \quad A_2 = \frac{P_2 \beta}{2MB(w - \beta^4)}.$$

Коефіцієнти C_1, C_2 знаходимо з початкових умов $z(0) = 0, z(L) = 0$.

$$C_1 = -(P_1 + P_2) \frac{\beta}{2MB(w - \beta^4)},$$

$$C_2 = -\frac{\beta}{2MB(w - \beta^4) \sin wL} \left\{ P_1 [1 + e^{-\beta L} (\cos \beta L - \sin \beta L)] + P_2 + P_2 e^{-\beta(L+a)} [\cos \beta(L+a) - \sin \beta(L+a)] \right\}.$$

Отримаємо рівняння для швидкості і прискорення

$$\dot{z} = w(C_2 \cos wx - C_1 \sin wx) - 2A_1 \beta e^{-\beta x} \cos \beta x + 2A_2 e^{-\beta(x+a)} \cos \beta(x+a),$$

$$\ddot{z} = -w^2(C_1 \cos wx + C_2 \sin wx) + 2A_1 \beta^2 e^{-\beta x} (\sin \beta x + \cos \beta x) - 2A_2 \beta^2 e^{-\beta(x+a)} [\sin \beta(x+a) + \cos \beta(x+a)].$$

Нами були проведені розрахунки для мостового крана з такими параметрами: $P_1 = 250$ кН, $P_2 = 220$ кН, рейка марки Р38, $B = 114$ мм, $I = 1222$ см⁴, $W = 180$ см³, $E = 210000$ Н/см²; $\kappa = 12$ Н/мм³, $L = 20$ м.

Результати розрахунків наведені на рисунках 1–3.

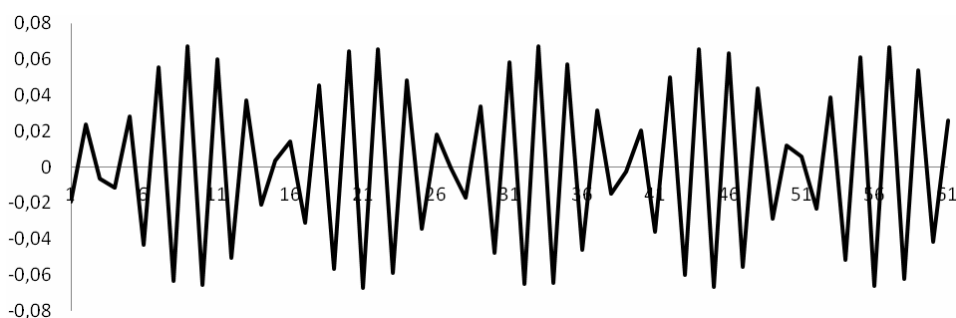


Рис. 1 – Результати розрахунків для коливань

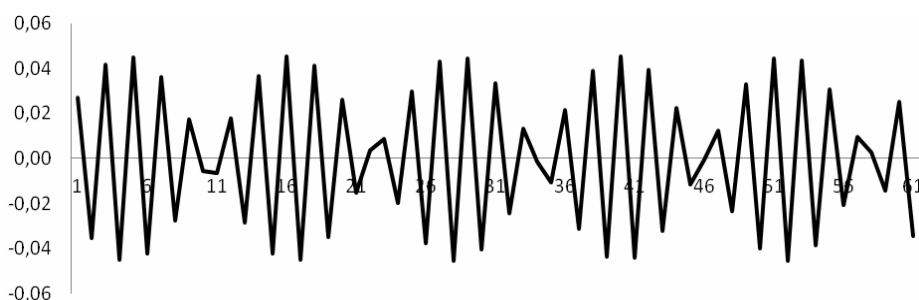
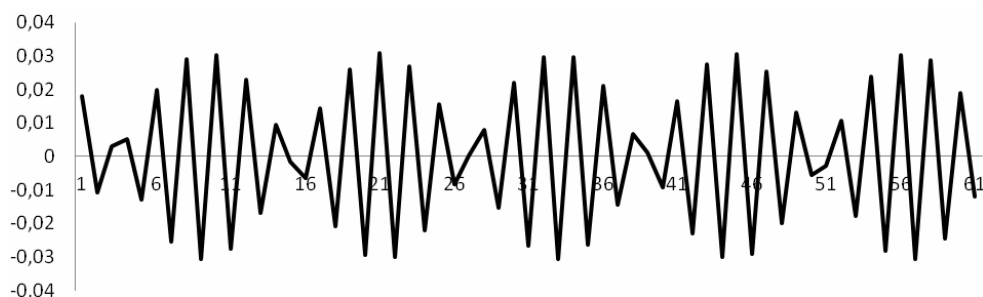


Рис. 2 – Результати розрахунків для швидкості

Піднімально-транспортні машини**Рис. 3** – Результати розрахунків для прискорення**Висновки**

Як бачимо, дійсні коливання, які виникають в підкранових балках при пересуванні кранових ходових коліс мають досить значні величини, що потребує їх обов'язкового врахування при проектуванні кранів мостового типу.

Список використаних джерел:

1. Ковальський Б. С. Расчет крановых рельсов / Б. С. Ковальський // *Подъем.-трансп. оборуд.* – Киев: Техника, 1978. – Вып. 9. – С. 3–8.
2. Будівельна механіка металевих конструкцій дорожно-будівельних, підйомних і транспортних машин: підручник / В. Д. Шевченко, В. Г. Піскунов, Ю. М. Федорченко, В. К. Присяжнюк, О. В. Марчук; за ред. В. Г. Піскунова, В. Д. Шевченка. – К. : Вища шк., 2004. – 438с.
3. Фідровська Н. М. Визначення напружень в підкрановій рейці / Н. М. Фідровська, Т. Б. Краснокутська // *Машинобудування: зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад.* – Харків, 2014. – Вип.14. – С. 54–59.
4. Фідровська Н. М. Коливальні процеси в головній балці мостового крана / Н. М. Фідровська, Т. Б. Краснокутська // *Машинобудування: зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад.* – Харків, 2015. – Вип. 15. – С. 60–64.

References

1. Kovalskiy, B 1978, 'Raschet kranovykh relsov', *Podyemno-transportnoye oborudovaniye*, iss. 9, pp. 3-8.
2. Shevchenko, V, Piskunov, V, Fedorchenko, Yu, Prisyazhniuk, V & Marchuk, O 2004, *Budivselna mekhanika metalevykh konstruksii dorozhno-budivselnykh, pidiomnykh i transportnykh mashyn*, Vyshcha shkola, Kyiv.
3. Fidrovskaya, N & Krasnokutskaya, T 2014, 'Vyznachennia napruzhen v pidkranovii reitsi', *Mashynobuduvannia*, iss. 14, pp. 54-59.
4. Fidrovskaya, N & Krasnokutskaya, T 2015, 'Kolyvalni protsesy v holovnij baltsi mostovoho kрана', *Mashynobuduvannia*, iss. 15, pp. 60-64.

Стаття надійшла до редакції 30 листопада 2015 р.

УДК 621.867

**ДО ВИЗНАЧЕННЯ ТЯГОВОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТРІЧКОВО-БАРАБАННОГО
МЕХАНІЗМУ ЕЛЕВАТОРА**

©Фідровська Н. М.¹, Лук'янов І. М.²

*Українська інженерно-педагогічна академія¹,
Харківський національний технічний університет
сільського господарства ім. Петра Василенка²*

Інформація про авторів:

Фідровська Наталія Миколаївна: ORCID: 0000-0002-5248-273X; mot@uipa.ua; доктор технічних наук; професор кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія, вул. Університетська 16, м. Харків, 61003, Україна.

Лук'янов Ігор Михайлович: ORCID: 0000-0003-0325-2660; lukjanov_5959@mail.ru; старший викладач кафедри обладнання та інжинірингу переробних і харчових виробництв; Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. Петра Василенка; вул. Артема 44, м. Харків 61002, Україна.

Наведено метод визначення к.к.д. і відносного ковзання для стрічково-барабанного механізму елеватора. Отримані залежності дозволяють побудувати криві зміни к.к.д. і відносного ковзання залежно від ступеня навантаження, яка визначається коефіцієнтом тяги. У сукупності ці криві представляють собою тягову характеристику стрічково-барабанного механізму по якій можна оцінити працездатність, тобто роботу без пробуксовки і з максимальним к.к.д. Розглянуто роботи, присвячені дослідженню тягової здатності приводних плоскопасової передач, а також робота, в якій проведено дослідження пружних переміщень стрічки по поверхні приводного барабана елеватора, в результаті якого були отримані значення робочого, критичного і граничного коефіцієнтів тяги в залежності від стану поверхні барабана і модуля пружності стрічки. Результати цієї роботи покладені в основу розробки методу визначення значень к.к.д. і відносного ковзання. Наводиться побудована за цим методом тягова характеристика зернового елеватора продуктивністю 350 т / год і висотою 60 м.

Аналіз результатів роботи приводить до висновку про те, що для ефективної роботи елеватора, без пробуксовки і з високим к.к.д., необхідно використовувати тягові елементи з великим значенням модуля пружності і здійснювати ретельний контроль його натягу.

Ключові слова: елеватор; сила тертя; пружне ковзання; тягова здатність; кути спокою і ковзання; коефіцієнт корисної дії.

Фидровская Н. Н., Лукьянов И. М. «К определению тяговой характеристики ленточно-барабанного механизма элеватора».

Приведен метод определения к.п.д. и относительного скольжения для ленточно-барабанного механизма элеватора. Полученные зависимости позволяют построить кривые изменения к.п.д. и относительного скольжения в зависимости от степени нагружения, определяемой коэффициентом тяги. В совокупности эти кривые представляют собой тяговую характеристику ленточно-барабанного механизма по которой можно оценить работоспособность, т.е. работу без пробуксовки и с максимальным к.п.д. Рассмотрены работы, посвященные

исследованию тяговой способности приводных плоскоремённых передач, а также работа, в которой проведено исследование упругих перемещений ленты по поверхности приводного барабана элеватора, в результате которого получены значения рабочего, критического и предельного коэффициентов тяги в зависимости от состояния поверхности барабана и модуля упругости ленты. Результаты этой работы положены в основу разработки метода определения значений к.п.д. и относительного скольжения. Приводится построенная по этому методу тяговая характеристика зернового элеватора производительностью 350 т/ч и высотой 60 м.

Анализ результатов работы приводит к выводу о том, что для эффективной работы элеватора, без пробуксовки и с высоким к.п.д., необходимо использовать тяговые элементы с большим значением модуля упругости и осуществлять тщательный контроль его натяжения.

Ключевые слова: элеватор; сила трения; упругое скольжение; тяговая способность; углы покоя и скольжения, коэффициент полезного действия.

Fidrovskа N., Lukyanov I. “By definition, the characteristics of the traction belt-drum drive mechanism elevator”.

A method for determining the efficiency and the relative sliding belt drum elevator mechanism. The obtained dependences allow us to construct curves of the change efficiency and the relative sliding depending on the degree of loading determined coefficient of traction. Together, these curves are characteristic traction belt drum mechanism by which to assess performance, ie, work without slip and with maximum efficiency Having considered the work devoted to the study of the traction capability of driving the flat gear, as well as a work in which to study the elastic movements of the tape on the surface of the drive pulley of the elevator, a result of which the value of working, critical and limiting factors of thrust, depending on the state of the surface of the drum and the elastic modulus of the tape . The results of this work form the basis for developing a method of determining the values of efficiency and the relative sliding. It provides built by this method traction characteristics of a grain elevator capacity of 350 t/h and a height of 60 m.

Analysis of the results leads to the conclusion that for the effective operation of the elevator, without slip and with high efficiency, it is necessary to use traction elements with a higher modulus of elasticity and to closely monitor its tension.

Keywords: elevator; the friction force; elastic slip; traction ability; corners of peace and sliding efficiency.

1. Вступ

Останнім часом у зв'язку збільшуються обсягами вантажно-розвантажувальних робіт в різних областях промисловості спостерігається підвищений попит на елеватори великої продуктивності (150...600 т/год). Як правило, це високошвидкісні елеватори зі значно навантаженими гілками механізму і зі значним тяговим зусиллям на приводному барабані, передача якого вимагає великої потужності електродвигуна. Працездатність таких елеваторів характеризується стійкою роботою стрічково-барабанного механізму без пробуксовки, при оптимальному використанні потужності електродвигуна і мінімальній витраті електроенергії.

Піднімально-транспортні машини

2. Аналіз останніх досліджень і публікацій

В даний час працездатність пасових передач прийнято характеризувати тяговою характеристикою, яку складають взаємопов'язані криві відносного ковзання і к.к.д. Тягова характеристика дозволяє визначити при якій мірі завантаження передачі, яка визначається коефіцієнтом тяги φ , закінчується робоча зона з пружним ковзанням і починається зона часткового та повного буксування.

У роботах [1] і [2] висловлюється думка про те, що робота швидкісних приводних ремінних передач при коефіцієнтах тяги більше критичного, тобто в зоні часткового буксування допустима, так як при цьому збільшується коефіцієнт тертя і передача працює стійко. Однак практика експлуатації показує, що робота навіть порівняно тихохідних тягових передач елеваторів при недостатньому натягу в зоні часткового буксування призводить до нагрівання стрічки, що викликає хімічну деструкцію (старіння) гумових і пересихання тканинних тягових прокладок стрічки, що в комплексі призводить до втрати її міцності і довговічності. В окремих випадках це призводить до її передчасного обриву. При тривалій пробуксовці стрічки в барабані відзначалися випадки загоряння стрічки як на елеваторах [3], так і на шахтних конвеєрах [4].

Для стрічково-барабанного механізму елеватора, що представляє собою тягову вертикальну ремінну передачу значення критичного і граничного коефіцієнтів тяги невідомі, як не відома її реальна тягова характеристика.

В даний час цю проблему можна вирішити завдяки результатам дослідження пружного ковзання стрічки на дузі обхвату, виконаного за допомогою методу скінчених елементів, реалізованого в програмному комплексі «ANSYS WORKBENCH» в частині вирішення контактних задач з урахуванням тертя [5] результатів дослідження при коефіцієнтах тертя $\mu=0,25$ (для вологого барабана) і модулях пружності тягових гумовотканинних стрічок і ременів, відповідно $E=250$ МПа і $E=350$ МПа, наведені на рис. 1. Значення критичних коефіцієнтів тяги становлять відповідно $\varphi_{к1}=0,504$ і $\varphi_{к2}=0,508$, значення робочих $\varphi_{o1}=0,48$ і $\varphi_{o2}=0,487$.

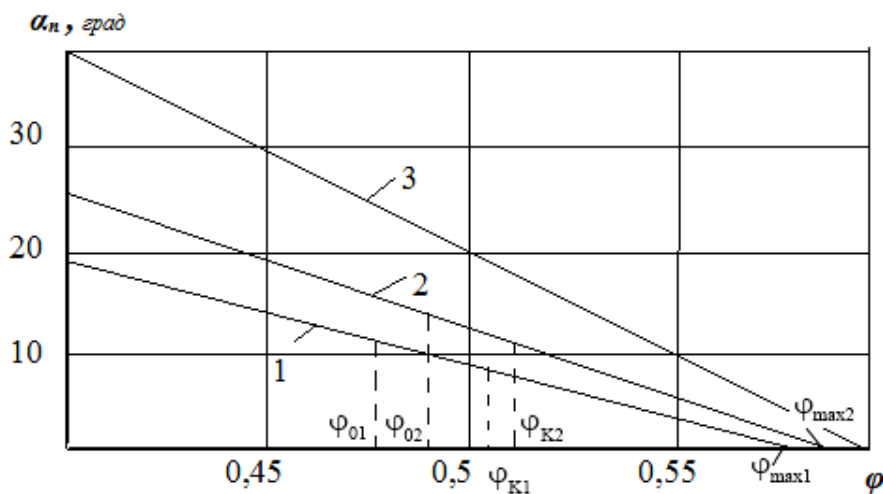


Рис. 1 – Залежність дуги спокою від коефіцієнта тяги:

1 – $\mu=0,25$, $E=250$ МПа по КЕ моделі; 2 – $\mu=0,25$, $E=300$ МПа по КЕ моделі;

3 – по залежності Ейлера $\alpha_n = \alpha - \frac{1}{\mu} \ln(1 + 2\varphi)$

3. Постановка проблеми

Головною складовою тягової характеристики стрічково-барабанного механізму є крива залежності к.к.д. від коефіцієнта тяги, так як за значенням к.к.д. визначають потужність електродвигуна. В даний час при розрахунку елеваторів к.к.д. механізму приймають як для плоскопасових приводних передач $\eta = 0,96-0,98$. Однак з практики експлуатації елеваторів відомо, що к.к.д. може змінюватися в широких межах від 0,87 до 0,97 [3] в залежності від відношення діаметра барабана до товщини стрічки, яке для приводних передач має бути $D/\delta > 40$ [6].

Таким чином, прийняття підвищеного значення к.к.д. потужність вибраного електродвигуна може виявитися недостатньою. У зв'язку з цим актуальною проблемою є визначення к.к.д. в залежності від ступеня навантаження механізму елеватора.

4. Метою роботи є розробка методу розрахунку значень к.к.д. стрічково-барабанного механізму з урахуванням втрат внаслідок деформації стрічки при вигині і її ковзання по поверхні барабана.

5. Виклад основного матеріалу

У стрічково-барабанних механізмах елеваторів із співвідношенням гістерезисні втрати, обумовлені зменшенням діаметра або збільшенням товщини стрічки будуть незначними, і залежатимуть в гнучких елементах при згині від ступеня натягу, тобто більш натягнуті гнучкі елементи вимагають більшої витрати енергії на здійснення деформації вигину. Таким чином, витрачена на вигин стрічки енергія буде залежати в основному, від ступеня натягу, яка характеризується коефіцієнтом тяги φ . Зі зменшенням φ (зі збільшенням натягу) для передачі тягового зусилля Ft , втрати енергії при вигині будуть збільшуватися.

К.к.д. пасової тягової передачі механізму можна представити у вигляді:

$$\eta_{PII} = \frac{A_{пол}}{A_{затр}}, \quad (1)$$

де $A_{пол} = F_t \cdot g \cdot t$ і $A_{затр}$ відповідно корисна і витрачена робота. Витрачена робота буде визначатися як сума роботи A_d , витраченої на передачу руху з урахуванням втрат внаслідок деформації стрічки при вигині, і $A_{СК}$, витраченої на подолання сил тертя при пружному ковзанні. Таким чином роботу можна представити як:

$$A_d = \frac{g}{2\varphi_0} (S_1 - S_2) \cdot t. \quad (2)$$

Роботу $A_{СК}$ за цей же період часу можна визначити наступним чином. Елементарна сила тертя буде дорівнювати

$$dF_{TP} = \mu \cdot S \cdot d\alpha_{СК}, \quad (3)$$

де S – натяг, діючий на елемент стрічки. Тоді

$$A_{СК} = \int_0^{\alpha_{СК}} \mu \cdot g_{СК} \cdot t \cdot S \cdot d\alpha_{СК}, \quad (4)$$

але $S = S_2 \cdot e^{\alpha_{СК}\mu}$, а $g_{СК} = \frac{(S_1 - S_2) \cdot g}{2 \cdot E \cdot F}$, де F – площа поперечного перерізу стрічки.

Піднімально-транспортні машини

Підставляючи значення S и \mathcal{G}_{CK} у формулу (4), отримаємо:

$$A_{CK} = \frac{\mathcal{G} \cdot \mu \cdot t}{2 \cdot E \cdot F} \cdot \int_0^{\alpha_{CK}} (S_1 \cdot S_2 \cdot e^{\alpha_{CK} \cdot \mu} - S_2^2 \cdot e^{\alpha_{CK} \cdot \mu}) d\alpha_{CK} \quad (5)$$

Інтегруємо (5) і після деяких перетворень одержимо

$$A_{CK} = \frac{\mathcal{G} \cdot (S_1 - S_2)^2}{2 \cdot E \cdot F} t \quad (6)$$

Рівняння 1 можна переписати, як відношення потужностей:

$$\eta_{pn} = \frac{\mathcal{G} \cdot (S_1 - S_2)}{\frac{\mathcal{G}}{2\varphi_0} (S_1 - S_2) + \frac{\mathcal{G} \cdot (S_1 - S_2)^2}{2 \cdot E \cdot F}} \quad (7)$$

Втрати потужності відбуваються, як на ведучому, так і на веденому барабанах. Враховуючи, що на веденому барабані тягове зусилля F_t практично дорівнює нулю, а втрата потужності на ковзання, така ж, як і на ведучому, після скорочень, отримаємо к.к.д.

$$\eta_{pn} = \frac{1}{\frac{1}{2\varphi_0} + \frac{F_t}{E \cdot B \cdot \delta}} \quad (8)$$

де $F_t = S_1 - S_2$; B – ширина стрічки (мм); δ – товщина (мм).

Формула (8) дійсна для значень φ , що відповідають графіку 1 (рис.1). Для визначення к.к.д за іншими графіками, формулу можна представити у вигляді:

$$\eta_{pn} = \frac{1}{\frac{1}{2\varphi_n} \cdot \frac{f_n \cdot E_n}{f_1 \cdot E_1} + \frac{F_t}{E_n \cdot B \cdot \delta}} \quad (9)$$

де φ_n , f_n та E_n – відповідно робочий коефіцієнт тяги, коефіцієнт тертя та модуль пружності для прийнятого графіка; f_1 і E_1 – коефіцієнт тертя та модуль пружності для графіка 1 (рис. 1).

Слід зазначити, що на ділянці часткового буксування ($\varphi > \varphi_K$) за даними аналізу експериментальних кривих відносного ковзання і к.к.д. для приводних передач [6] коефіцієнт тертя збільшується в e^φ раз, а величину швидкості ковзання можна визначити по залежності $\mathcal{G}_{CK} = \frac{K_c (S_1 - S_2) \mathcal{G}}{2EF} (1 - 0,25\varphi_K)$, де K_c – коефіцієнт ковзання (табл. 1).

Таблиця 1 – Коефіцієнт ковзання у зоні часткового буксування

Коефіцієнт тяги	$\varphi = \varphi_K$	$\varphi_K + 0,025$	$\varphi_K + 0,05$	$\varphi_K + 0,075$	$\varphi_K + 0,1$
K_c	1	1,35	1,75	2,5	3,75

Отримані залежності дозволяють побудувати криві ковзання і к.к.д. для пасової передачі елеватора з відповідними параметрами. На рис. 2 наведена тягова характеристика для досліджуваного зернового елеватора 350/60 (продуктивність 350 т/год, висота 60 м Карлівка, КМЗ) у координатах $\varepsilon - \varphi$ та $\eta - \varphi$, де $\varepsilon = \frac{\mathcal{G}_{CK}}{\mathcal{G}}$ – відносне ковзання, η – к.к.д. у відповідності з

Піднімально-транспортні машини

формулою 8 (для графіка 1, рис. 1). Параметри елеватора, що досліджується: тягове зусилля $F_t = 17682 \text{ Н}$, швидкість стрічки – $g = 3,5 \text{ м/с}$, ширина стрічки $B = 450 \text{ мм}$, товщина $\delta = 12 \text{ мм}$ стрічка ГОСТ 20-70. Розрахунки показують, що втрата потужності за рахунок пружного ковзання незначна і зменшується із зменшенням тягового зусилля і збільшенням жорсткості стрічки.

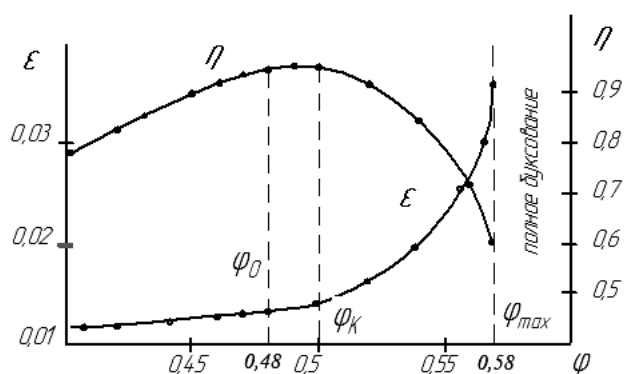


Рис. 2 – Тягова характеристика елеватора

0,92), пов'язані з помилковим натягом. Слід зазначити, що способи контролю натягу до теперішнього часу дуже недосконалі.

2. При виборі тягового елемента необхідно віддавати перевагу більш жорстким, з великим модулем пружності.

Перспективи подальших досліджень

Для подальшого використання одержаних результатів для стрічок з синтетичними прокладками, які мають модуль пружності 550-600 МПа, та гумо-тросових стрічок, з ще більш жорстким, ніж синтетичні, треба провести дослідження по визначенню їх коефіцієнтів тяги, але це потребує більш важкої і потужної експериментальної установки.

Список використаних джерел:

1. Светлицкий В. А. Экспериментальное определение минимального момента, передаваемого гибкой связью / В. А. Светлицкий // Известия вузов. Машиностроение. – 1961. – № 12. – С. 28–30.
2. Светлицкий В. А. Влияние упругого скольжения на работу передачи с гибкой связью / В. А. Светлицкий // Известия вузов. Машиностроение. – 1960. – № 6. – С. 44–51.
3. Иванов А. И. Машины для комплексной механизации погрузочно-разгрузочных работ с зерном / А. И. Иванов, А. Я. Лейкин. – М. : Колос, 1964. – 231 с.
4. Спиваковский А. О. Карьерный конвейерный транспорт / А. О. Спиваковский, Н. Г. Потапов, Н. А. Котов. – М. : Надра, 1965. – 430 с.
5. Богомолов А. В. Тяговая способность приводных барабанов ленточных норий-элеваторов / А. В. Богомолов, В. А. Белостоцкий, И. М. Лукьянов // Вестник Севастопольского НТУ. Материалы 10-й междунар. науч.-практ. конф. «Динамика, надежность и долговечность механических и биомеханических систем». – Севастополь, 2013. – Вып. 137. – С. 303–308.
6. Воробьев И. И. Ременные передачи / И. И. Воробьев. – М. : Машиностроение, 1979. – 168 с.

References

1. Svetlitskiy, V 1961, 'Eksperimentalnoye opredeleniye minimalnogo momenta, peredavayemogo gibkoy svyazyu', *Izvestiya vuzov. Mashinostroyeniye*, no. 12, pp. 28-30.
2. Svetlitskiy, V 1960, 'Vliyaniye uprugogo skolozheniya na rabotu peredachi s gibkoy svyazyu', *Izvestiya vuzov. Mashinostroyeniye*, no. 6, pp. 44-51.
3. Ivanov, A & Leykin, A 1964, *Mashiny dlya kompleksnoy mekhanizatsii pogruzochno-razgruzochnykh rabot s zernom*, Kolos, Moskva.
4. Spivakovskiy, A, Potapov, N & Kotov, N 1965, *Karyernyy konveyernyy transport*, Nadra, Moskva.
5. Bogomolov, A, Belostotskiy, V & Lukyanov, I 2013, 'Tyagovaya sposobnost privodnykh barabanov lentochnykh noriy-elevatorov', *Vestnik Sevastopolskogo NTU, Materialy 10-y mezhdunar. nauch.-prakt. konferentsii "Dinamika, nadezhnost i dolgovechnost mekhanicheskikh i biomekhanicheskikh sistem"*, Sevastopol, iss. 137, pp. 303-308.
6. Vorobyev, I 1979, *Remennyye peredachi*, Mashinostroyeniye, Moskva.

Стаття надійшла до редакції 16 листопада 2015 р.

УДК 621.863

**ВИЗНАЧЕННЯ КОНТАКТНИХ НАПРУЖЕНЬ
В ЗОНІ ДІЇ КАНАТА ТА ГЛАДКОГО БАРАБАНА**
©Фідровська Н. М.¹, Ругаєв Р. С.², Лесовицький К. Ю.¹

Українська інженерно-педагогічна академія¹

ДП завод «Електроважмаш»²

Інформація про авторів:

Фідровська Наталія Миколаївна: ORCID: 0000-0002-5248-273X; mot@uipa.edu.ua; доктор технічних наук; професор кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Ругаєв Руслан Сергійович: ORCID: 0000-0001-5663-0261; ruslan-rugaev3@mail.ru; інженер-механік; ДП завод «Електроважмаш»; пр-т Московський, 299, м. Харків, 61089, Україна.

Лесовицький Костянтин Юрійович: ORCID: 0000-0002-3358-6664; skif085@mail.ru; аспірант кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

В статті розглянута контактна задача взаємодії двох циліндрів, один з яких є канат, а інший – канатний барабан. Також були розглянуті наукові дослідження Г. Герца якому вдалося отримати загальне рівняння контактної задачі. В якій показав, що розміри площини дотику залежать від навантаження і пружних властивостей матеріалів. Форма контактної площини визначається геометрією тіл дотику. У дослідженнях М. Н. Беляєва було значно спрощене рішення для багатьох технічних задач та приводить його до більш прийняттого вигляду. В розглянутій схемі барабан прийнятий гладким, без нарізки гвинтової канавки, що суттєво змінює розрахунок. Визначені рішення контактуючих поверхонь і переміщень точок контакту.

На підставі розглянутих досягнень Г. Герца та М. Н. Беляєва були отримані рівняння для контактуючих поверхонь каната і барабана і прогину в точці контакту, що дало можливість уточнити розрахунки контактних напружень каната і барабана.

Ключові слова: гладкий барабан; напруження; канат; контактна задача; циліндрична поверхня; прогин; зона контакту.

Фидровская Н. Н., Ругаев Р. С., Лесовицкий К. Ю. «Определение контактных напряжений в зоне контакта каната и гладкого барабана».

В статье рассмотрена контактная задача взаимодействия двух цилиндров, один из них канат, а другой – канатный барабан. Так же были рассмотрены научные исследования Г. Герца которому удалось получить общее уравнение контактной задачи. В котором показал, что размеры площади прикосновения зависят от нагрузки и упругих свойств материалов. Форма контактной площади определяется геометрией тел прикосновения. В исследованиях М. Н. Беляева было значительно упрощено решение для многих технических задач и приводит его к более приемлемому виду. В рассмотренной схеме барабан принят гладким, без нарезки винтовой канавки, которая существенно изменяет расчёт. Определённые решения контактирующих поверхностей и перемещений точек контакта.

На основании рассмотренных достижений Г. Герца и М. Н. Беляева были получены уравнения для контактирующих поверхностей каната и барабана и прогиба в точке контакта, что дало возможность уточнить расчёты контактных напряжений каната и барабана.

Ключевые слова: гладкий барабан, напряжения, канат, контактная задача, цилиндрическая поверхность, прогиб, зона контакта.

Fidrovskа N., Rugaev R., Liesovytskyi K. “Define of contact strain in zone act of rope and smooth drum”.

In the article the contact problem of interaction between two cylinders, one of them a rope, and the other - the rope drum. Also we considered research H. Hertz who managed to get a general equation of the contact problem. Which shows that the size of the touch area depend on the load and the elastic properties of the materials. The shape of the contact area is defined by the geometry of the body touches. In studies, M. N. Belyaev has been greatly simplified solution for many of the technical problems and led him to a more acceptable form. The considered scheme adopted smooth drum, without cutting helical groove, which substantially alters the calculation. Certain decisions of the contacting surfaces and the displacement of the contact points.

Based on reviewing the achievements of H. Hertz and M. N. Belyaev equations were derived for the contacting surfaces of the rope and the drum and the deflection at the point of contact, which made it possible to clarify the calculations of contact stresses and rope drum.

Keywords: smooth drum; strain; rope; contact problem; cylindrical surface; sag; zone of act.

1. Вступ

Задача міцності матеріалу в умовах контактних напружень з часом набуває все більшого значення. Це пояснюється з одного боку значним розповсюдженням видів деталей, міцність яких в значній мірі визначається контактними напруженнями (зубчасті колеса, підшипники, ходові колеса і таке інше), з другого - тим фактом, що сучасні знання законів міцності матеріалу дозволяють підійти до вирішення цієї проблеми більш обґрунтовано.

Механіка контактної взаємодії являється актуальною областю деформованого твердого тіла. Її розвиток стимулюється проблемами машинобудування, видобувної та переробної галузей промисловості, але в першу чергу питаннями трибології.

2. Постановка задачі

Одним з перших дослідників, кому вдалося отримати загальне рішення контактної задачі, був Г. Герц [1]. Він розглядав контакт двох пружних тіл з криволінійними поверхнями, які навантажені силами, діючими поперечно до площини контакту.

При цьому Г. Герц приймав наступні припущення:

- 1) тіла абсолютно пружні, ізотропні та однорідні,
- 2) матеріали обох тіл підкоряються закону Гука,
- 3) стискаюча сила нормальна до площини контакту,
- 4) тиск, який розподілений на поверхні дотику, нормальний до цієї поверхні в будь-якій з її точок,
- 5) лінійні розміри поверхонь дотику дуже незначні в порівнянні з радіусами кривизни контактуючих поверхонь.

Піднімально-транспортні машини**3. Основний матеріал**

Г. Герц показав, що для випадку попереднього дотику в точці об'ємна епюра тиску на поверхні контакту представляє півеліпсоїд (рис. 1). В цьому випадку тиск для кожної точки площини контакту можна визначити по формулі

$$p = p_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}}, \quad (1)$$

де a і b – півосі еліптичної площини дотику;

x і y – координатні точки на площині дотику;

p_0 – максимальний тиск на площині дотику (в центрі).

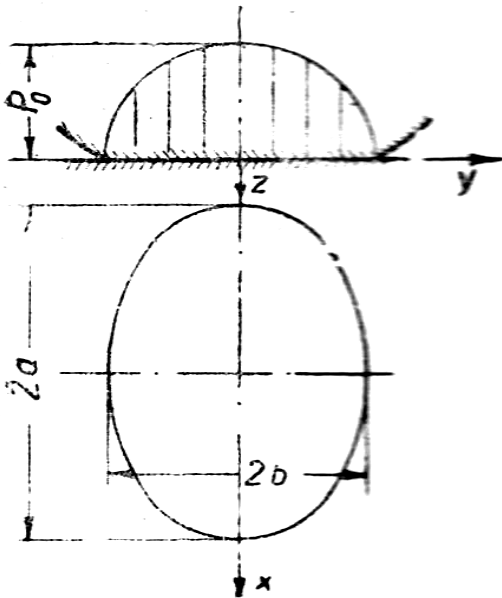


Рис. 1 – Епюра тиску на поверхні контакту

більш прийняттого вигляду.

Викладення основного матеріалу. Дуже часто канатні барабани не профільовані, наприклад барабани для багатошарової навивки, в цьому випадку контакті напруження визначаються з деякими відмінностями.

Для не профільованого барабану кривизни будуть мати наступний вигляд

$$K_{11} = \frac{1}{\infty} = 0; \quad K_{12} = \frac{1}{R}; \quad K_{21} = \frac{1}{r_k}; \quad K_{22} = \frac{1}{R}, \quad (3)$$

тоді система (3) прийме вигляд

$$\begin{cases} 2(A + B) = \frac{2}{R} + \frac{1}{r_k} \\ 2(A - B) = \frac{1}{r_k} + \frac{1}{R} (\cos 2\gamma_2 - \cos 2\gamma_1) \end{cases} \quad (4)$$

Вирішуючи систему (4) отримуємо

$$A = \frac{1}{2R} \left(1 + \frac{\cos 2\gamma_2}{2} - \frac{\cos 2\gamma_1}{2} \right) + \frac{1}{4r_k} (1 + \cos 2\gamma_1),$$

$$B = \frac{1}{2R} \left(1 + \frac{\cos 2\gamma_2}{2} - \frac{\cos 2\gamma_1}{2} \right) + \frac{1}{4} (1 - \cos 2\gamma_1).$$

Використовуємо рівняння [3] для визначення кутів γ_1 і γ_2 .

Враховуємо, що кут $\gamma = \beta$, де β – кут девіації [4].

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = \frac{-(r_k - R) \sin 2\beta}{\infty - r_k + (r_k - R) \cos 2\beta} = 0,$$

тому маємо $\gamma_1 = 0$, тоді отримаємо $\gamma_2 = \beta$.

Коефіцієнти А і В будуть тоді мати вигляд

$$A = \frac{1}{4R} \cos 2\beta + \frac{1}{2r_k},$$

$$B = \frac{1}{4R} \cos 2\beta.$$

Тоді рівняння приймає вигляд

$$Z_1 + Z_2 = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R} \cos 2\beta + \frac{1}{r_k} \right) X^2 + \frac{1}{4R} \cos 2\beta,$$

$$\begin{cases} Z_1 = \frac{1}{4R} \cos 2\beta \left(X^2 + \frac{1}{2} Y^2 \right) \\ Z_2 = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{r_k} + \frac{1}{2R} \cos 2\beta \right) X^2 + \frac{1}{8R} \cos 2\beta Y^2 \end{cases}$$

Переміщення точок по осі z буде визначатися

$$w_1 = w_2 = \frac{1}{4} \left(\frac{1}{R} \cos 2\beta + \frac{1}{r_k} \right) X^2 + \frac{1}{8R} \cos 2\beta Y^2.$$

Висновки

В статті отримані рівняння для контактуючих поверхонь каната і барабана і прогину в точці контакту, що дає можливість уточнити розрахунки каната і барабана.

Список використаних джерел:

1. Hertz H. Über die Berührung fester elastischer Körper / H. Hertz // *Gesammelte Werke* / P. Lenard (ed.). – Leipzig, 1895. – Bd. 1. – S. 155–173. – (first published in *Journal für reine und angewandte Mathematik (Crelle)*. – 1881. – Bd. 92. – S. 156–171).
2. Беляев Н.М. Вычисление наибольших расчетных напряжений при сжатии соприкасающихся тел / Н. М. Беляев // *Сб. Ленинград. ин-та инженеров путей сообщения (ИИПС)*. – 1929. – Вып. 102.
3. Фидровская Н.Н. Влияние контактной задачи при навивке каната на барабан / Н. Н. Фидровская // *Зб. наук. праць Укр. держ. акад. заліз. трансп. (УДАЗТ)*. – Харків, 2006. – Вип. 73. – С. 152–158.
4. Фідровська Н. М. Канатні барабани : монографія / Н. М. Фідровська. – Харків : НТНТ, 2012. – 195 с.

References

1. Hertz, H 1881, 'Über die Berührung fester elastischer Körper', *Journal für reine und angewandte Mathematik (Crelle)*, vol. 1, pp. 156-171.
2. Belyaev, N 1929, 'Vychisleniye naibolshikh raschetnykh napryazheniy pri szhatii soprikasayushchikhsya tel', *Sbornik Leningradskogo instituta inzhenerov putey soobshcheniya*, iss. 102.
3. Fidrovska, N 2006, 'Vliyaniye kontaktnoy zadachi pri navivke kanata na baraban', *Zbirnyk naukovykh prats Ukrainkoj derzhavnoj akademii zaliznychnoho transportu*, iss. 73, pp. 152-158.
4. Fidrovska, N 2012, *Kanatni barabany*, NTNT, Kharkiv.

Стаття надійшла до редакції 30 листопада 2015 р.

УДК 621.313.322

**РАСЧЕТНЫЙ АНАЛИЗ ТЕПЛОТДАЧИ ПРИ ОХЛАЖДЕНИИ
СТЕРЖНЕЙ ОБМОТКИ СТАТОРА ТУРБОГЕНЕРАТОРА**

©Кипоренко А. С., Мазорчук К. И.

Українська інженерно-педагогічна академія

Інформація про авторів:

Кіпоренко Ганна Сергіївна, ORCID: 0000-0002-6498-6142; a.kiporenko@ukr.net; кандидат технічних наук; доцент кафедри охорони праці, стандартизації та сертифікації; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Мазорчук Костянтин Іванович, ORCID: 0000-0003-2231-1013; k.mazorchuk@gmail.com; здобувач кафедри охорони праці, стандартизації та сертифікації; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Анализируются виды повреждений и причины выхода из строя мощных турбогенераторов, на основе чего предложена методика проведения расчетного анализа обеспечения безопасности его работы.

Проведен анализ научных трудов отечественных и зарубежных ученых в области теплообмена, а также, нормативного обеспечения безопасности эксплуатации турбогенераторов.

На основе проведенного анализа представлена методика расчетных исследований теплоотдачи и численные результаты расчетных исследований распределения теплообмена в элементах стержня обмотки статора турбогенератора ТВВ-1000-2УЗ для Южноукраинской и Хмельницкой АЭС.

Показано, что при своевременном анализе теплоотдачи при охлаждении стержней обмотки возможно выявление нарушений турбогенераторов.

Предложены рекомендации, относительно проведения технических работ при нарушении теплообмена стержней обмотки турбогенератора, с целью повышения безопасности и эффективности его эксплуатации.

Ключевые слова: турбогенератор; теплоотдача; безопасность; атомная электростанция.

Кіпоренко Г. С., Мазорчук К. І. «Розрахунковий аналіз тепловіддачі при охолодженні стрижнів обмотки статора турбогенератора».

Аналізуються види пошкоджень і причини виходу з ладу потужних турбогенераторів, на основі чого запропоновано методику проведення розрахункового аналізу забезпечення безпеки його роботи.

Проведено аналіз наукових праць вітчизняних і зарубіжних вчених в області теплообміну, а також, нормативного забезпечення безпеки експлуатації турбогенераторів.

На основі проведеного аналізу представлено методику розрахункових досліджень тепловіддачі і чисельні результати розрахункових досліджень розподілу теплообміну в елементах стрижня обмотки статора турбогенератора ТВВ-1000-2УЗ для Південноукраїнської і Хмельницької АЕС.

Показано, що при своєчасному аналізі тепловіддачі при охолодженні стрижнів обмотки можливе виявлення порушень турбогенераторів.

Запропоновано рекомендації, щодо проведення технічних робіт при порушенні теплообміну стержнів обмотки турбогенератора, з метою підвищення безпеки та ефективності його експлуатації.

Ключові слова: турбогенератор; тепловіддача; безпека; атомна електростанція.

Kiporenko A., Mazorchuk K. “Calculated analysis of heat transfer cooling bars turbogenerator stator windings”.

Analyzes the types of damages and causes of failure of the powerful turbogenerators on the basis, of which the technique of computational analysis ensuring the safety of its operation.

The analysis of the scientific works local and foreign scientists in the field of heat transfer and also normative safety operation of turbogenerators.

Based on this analysis the technique of calculation research of heat transfer and numerical results of calculation research allocation of heat transfer in bar elements of the stator winding of the turbogenerator TVV-1000-2U3 for Pivdennoukrainska and Khmelnytsky nuclear power plant.

It is shown that with timely analysis of the heat transfer cooling coil bars possible detection of violations of turbogenerators.

The recommendations on the conduct of the technical work in violation of the heat exchange coil bars turbine generator, in order to increase the safety and efficiency of its operation.

Keywords: turbine generator; heat; safety; nuclear power plant.

1. Введение

В Украине с каждым днем увеличивается потребность в электрической энергии, что обусловлено экономическими и социальными изменениями в стране. Возрастающие потребности и невозможность увеличения энергомощности вынуждают к повышению эффективности работы действующих объектов энергетики. Основным фактором неэффективного производства электроэнергии на атомных электростанциях, является повреждение турбогенераторов (ТГ), что значительно снижает выработку электроэнергии. К повреждающим факторам, воздействующим на стержни обмотки статора ТГ, относятся следующие:

- температурные режимы при эксплуатации оборудования, включая возможные циклические колебания;
- неблагоприятные вибродинамические колебания на узел «коллектор дистиллята – патрубки –внешние трубопроводы» конструкции лобовых частей обмотки статора;
- воздействие термомеханических напряжений, возникающих в обмотке статора при многократных изменениях нагрузочных режимов;
- воздействие химически активных веществ;
- механические повреждения при проведении ремонтных и монтажных работ.

Как правило, деградация протекает интенсивнее при одновременном воздействии на оборудование нескольких повреждающих факторов, например: наличие локальных перегревов стержней обмотки статора, наличие механических примесей в составе охлаждающего дистиллята, повышенные вибрации на выводах шин обмотки статора и др.

2. Анализ последних исследований и постановка задачи

На сегодняшний день диагностирование состояния полых проводников осуществляется с помощью термопреобразователей сопротивления (ТС), наложенных на изоляцию каждого стержня со стороны слива дистиллята либо под пазовый клин вблизи выхода из паза. ТУ на турбогенератор рекомендует допустимое количество заглушенных полых проводников – не более одного. При закупорке 2-х проводников, их температура по расчетным данным в три раза превышает нормативную. Но, как показывает опыт, не всегда происходит значительный подъем температуры. Так, например, если между закупоренным проводником и ТС находится полый проводник с циркуляцией дистиллята, подъем температуры может быть незначительным. Кроме того, чувствительность ТС к изменению температуры меди стержня существенно зависит от степени прижатия ТС к изоляции стержня и уменьшается при ослаблении клиновки паза. Таким образом, наблюдается низкая эффективность нормативных методов контроля в части обнаружения закупорки полых проводников [1, 2].

Для проведения анализа охлаждения стержней обмотки статора генератора необходимо понимать физические процессы передачи тепловой энергии от более горячего тела к более холодному либо непосредственно (при контакте), либо через разделяющую (тела или среды) перегородку из какого-либо материала [3]. Когда физические тела одной системы находятся при разной температуре, то происходит передача тепловой энергии, или теплопередача от одного тела к другому до наступления термодинамического равновесия. Самопроизвольная передача тепла всегда происходит от более горячего тела к более холодному, что является следствием второго закона термодинамики.

3. Расчетный анализ теплоотдачи при охлаждении стержней обмотки статора ТГ

Способность вещества проводить тепло характеризуется коэффициентом теплопроводности (удельной теплопроводностью). Численно эта характеристика равна количеству теплоты, проходящей через образец материала толщиной в единицу длины (1 м), площадью в единицу площади (1 м²), за единицу времени (1 секунду) при единичном температурном градиенте (1 К). В метрической системе мер единицей измерения коэффициента теплопроводности является Вт/(м·К).

В установившемся режиме плотность потока энергии, передающейся посредством теплопроводности, пропорциональна градиенту температуры [4]:

$$\vec{q} = -\kappa \text{grad}(T), \quad (1)$$

где \vec{q} – вектор плотности теплового потока - количество энергии, проходящей в единицу времени через единицу площади, перпендикулярной каждой оси;

κ – коэффициент теплопроводности (удельная теплопроводность);

T – температура. Минус в правой части показывает, что тепловой поток направлен противоположно вектору $\text{grad } T$ (то есть в сторону скорейшего убывания температуры). Это выражение известно как закон теплопроводности Фурье.

Коэффициент теплопроводности газов определяется формулой

$$\lambda = \frac{ik}{3\pi^{3/2}d^2} \sqrt{\frac{RT}{M}}, \quad (2)$$

где: i – сумма поступательных и вращательных степеней свободы молекул (для двухатомного газа $i=5$, для одноатомного $i=3$);

k – постоянная Больцмана;

M – молярная масса;

T – абсолютная температура;

d – эффективный диаметр молекул;

R – универсальная газовая постоянная.

Из формулы видно, что наименьшей теплопроводностью обладают тяжелые одноатомные (инертные) газы, наибольшей – легкие многоатомные, что подтверждается практикой, максимальная теплопроводность из всех газов – у водорода.

В нашем случае теплообмен через поверхность включает в себя теплоотдачу от более горячей жидкости к стенке, теплопроводность в стенке, теплоотдачу от стенки к более холодной подвижной среде. Интенсивность передачи теплоты характеризуется коэффициентом теплопередачи k , численно равным количеству теплоты, которое передаётся через единицу поверхности стенки в единицу времени при разности температур между жидкостями в 1 К; размерность k – $вт/(м^2 \times К)$ [$ккал/м^2 \times ^\circ C$]. Величина R , обратная коэффициенту теплопроводности, называется полным термическим сопротивлением.

Например, R однослойной стенки

$$R = \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}, \quad (3)$$

где α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи от горячей жидкости к поверхности стенки и от поверхности стенки к холодной жидкости;

δ – толщина стенки;

λ – коэффициент теплопроводности.

В большинстве встречающихся на практике случаев коэффициент T определяется опытным путём. При этом полученные результаты обрабатываются методами подобия теории.

Принцип расчета теплового потока через цилиндрическую стенку заключается в следующем: рассмотрим однородную трубу (рис. 1) с теплопроводностью λ , внутренний диаметр d_1 , наружный диаметр d_2 , длина l .

Внутри трубы находится холодная среда с температурой $t'_{жс}$, а снаружи холодная среда с температурой $t''_{жс}$.

Количество теплоты, переданной от горячей среды к внутренней стенке трубы по закону Ньютона-Рихмана имеет вид:

$$Q = p d_1 a_1 l (t'_{жс} - t_1), \quad (4)$$

где a_1 – коэффициент теплоотдачи от горячей среды с температурой $t'_{жс}$ к поверхности стенки с температурой t_1 .

Тепловой поток, переданный через стенку трубы определяется по уравнению:

$$Q = 2 \cdot p \cdot l \cdot \lambda \cdot (t_1 - t_2) / \ln(d_2 / d_1). \quad (5)$$

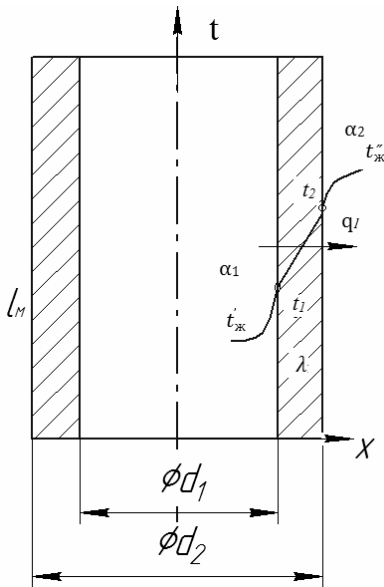


Рис. 1 – Схема прохода теплового потока через цилиндрическую стенку стержня

Тепловой поток от второй поверхности стенки трубы к холодной среде определяется по формуле:

$$Q = p \cdot d_2 \cdot a_2 \cdot l \cdot (t_1 - t''_{ж}), \quad (6)$$

где a_2 – коэффициент теплоотдачи от второй поверхности стенки к холодной среде с температурой $t''_{ж}$.

Решая эти три уравнения получаем:

$$Q = p \cdot l \cdot (t'_1 - t''_2) K, \quad (7)$$

где $K_1 = 1/[1/(a_1 d_1) + 1/(2 \ln(d_2/d_1)) + 1/(a_2 d_2)]$ – линейный коэффициент теплопередачи, или

$R_1 = 1/K_1 = [1/(a_1 d_1) + 1/(2 \ln(d_2/d_1)) + 1/(a_2 d_2)]$ – полное линейное термическое сопротивление теплопередачи через однослойную цилиндрическую стенку;

$1/(a_1 d_1), 1/(a_2 d_2)$ – термические сопротивления

теплоотдачи поверхностей стенки;

$1/(2 \ln(d_2/d_1))$ – термическое сопротивление стенки.

Для многослойной (n слоев) цилиндрической стенки полное линейное термическое сопротивление будет определяться по следующей формуле:

$$R_1 = 1/K_1 = [1/(a_1 d_1) + 1/(2 l_1 \ln(d_2/d_1)) + 1/(2 l_2 \ln(d_3/d_2)) + \dots + 1/(2 l_n \ln(d_{n+1}/d_n)) + 1/(a_2 d_n)], \quad (8)$$

Также необходимо провести расчетный анализ по теплоотдаче с различными скоростями движения охлаждающей жидкости.

Для этого необходимо рассчитать поверхность нагрева:

$$F = l \cdot \pi d, \quad (9)$$

где l – длина канала; d – внутренний диаметр канала.

Среднеарифметическую температуру воды:

$$t_{ж} = 0,5(t'_{ж} + t''_{ж}), \quad (10)$$

где $t'_{ж}, t''_{ж}$ – соответственно температура воды на входе в каналы и выходе (рис. 1).

Число Прандтля – критерий подобия тепловых процессов в жидкостях и газах, учитывающий влияние физических свойств теплоносителя на теплопередачу:

$$Pr_{ж} = 0,88$$

Количество передаваемого тепла (Вт) определяется из выражения:

$$Q = G c_{ж} (t''_{ж1} - t'_{ж1}),$$

где G – массовый расход (кг/с).

Число Рейнольдса для потока воды:

$$Re = v_n d_k / \nu_{ж}. \quad (11)$$

Число Нуссельта (Nu) критерий подобия тепловых процессов, характеризующий соотношение между интенсивностью теплообмена за счёт конвекции и интенсивностью теплообмена определяется как:

$$Nu = 0,21 Re^{0,8} Pr^{0,43}. \quad (12)$$

Тогда коэффициент теплоотдачи (Вт/(м²·°С) равен:

$$\alpha = Nu \frac{\lambda_{жс}}{d}. \quad (13)$$

Для расчета необходимо знать физические свойства воды и используемые материалы, которые приводятся ниже.

Физические свойства воды при среднеарифметической температуре:

$$\rho_{жс} = 1000, \text{ кг/м}^3;$$

$$c_{жс} = 4,2 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К};$$

$$\lambda_{жс} = 0,599 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°С)};$$

$$\nu_{жс} = 0,658 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

Физические свойства меди:

$$\rho_{жс} = 8800, \text{ кг/м}^3;$$

$$c_{жс} = 0,38 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К};$$

$$\lambda_{жс} = 403,0 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°С)};$$

Физические свойства стали:

$$\rho_{жс} = 7850, \text{ кг/м}^3;$$

$$c_{жс} = 0,46 - 0,48 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К};$$

$$\lambda_{жс} = 58,0 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°С)};$$

Проведем расчет теплоотдачи в контуре охлаждения стержней обмотки статора турбогенератора ТВВ-1000.

Поверхность нагрева рассчитываем по формуле (9):

$$F = 8 \cdot 3,14 \cdot 0,028 = 0,703 \text{ м}^2$$

Среднеарифметическую температуру воды (10):

$$t_{жс} = 0,5(37,8 + 37) = 37,4 \text{ °С}$$

Количество передаваемого тепла определяется из выражения (11):

$$Q = 0,39 \cdot 4,2(37,5 - 37) = 0,81 \text{ Вт}$$

На диаграмме (рис. 2) представлена теплоотдача стержней в Вт (блок №2 ОП ХАЭС).

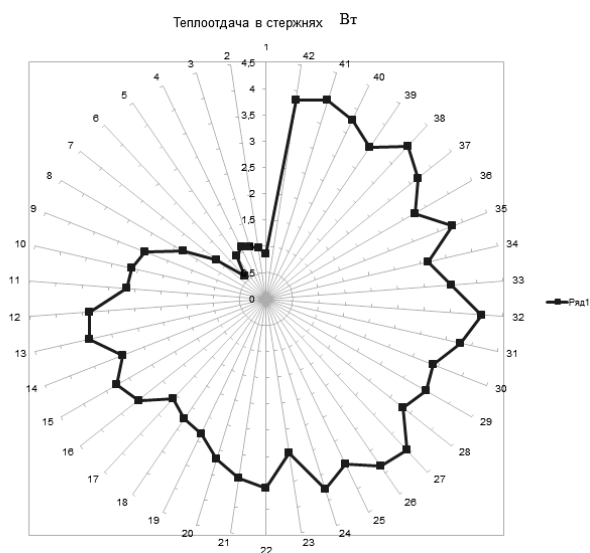


Рис. 2 – Теплоотдача стержней в Вт (блок №2 ОП ХАЭС)

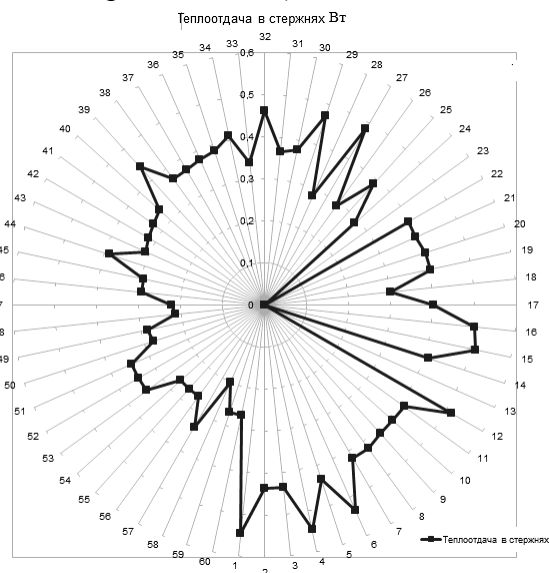


Рис. 3 – Теплоотдача стержней в Вт (блок №1 ОП ЮУАЭС)

На диаграмме (рис. 3) представлена теплоотдача стержней в Вт (блок № 1 ЮУАЭС).

Как показали расчетные исследования, теплоотдача на блоке №2 ХАЭС удовлетворяет процессам эксплуатации, а теплоотдача на блоке №1 ЮУАЭС на некоторых стержнях недостаточна. В связи с этим предлагается проведение диагностики состояние проводников стержней и провести очистку (каналы 13, 23).

Динаміка та міцність машин

Выводы

Предложенный расчетный анализ дает возможность проведения диагностики стержней статора турбогенератора и определить объем необходимых операций по повышению эффективности и безопасности его эксплуатации. А при систематическом проведении предложенной диагностики состояния, на основе расчетного анализа стержней обмотки статора турбогенератора, обеспечить надежность эксплуатации оборудования.

Список использованных источников:

1. Васильев В. С. Модернизация турбогенераторов – опыт и перспективы / В. С. Васильев, В. И. Иогансен // *Электросила*. – 2004. – №43. – С. 18–24.
2. Розрахунок витрат охолоджуючої води в системі охолодження обмотки статорів потужних турбогенераторів для забезпечення експлуатаційної безпеки блоків АЕС / К. І. Мазорчук, М. П. Гиря, Г. С. Кіпоренко, С. М. Поліщук // *Системи обробки інформації*. – 2015. – № 5. – С. 177-180.
3. Виговський О. В. Аналіз тривимірного розподілення втрат і нагріву в крайніх пакетах осердя статора турбогенератора потужністю 100 МВт / О. В. Виговський // *Пр. Ін-ту електродинаміки НАН України: зб. наук. пр.* – Київ: ІЕД НАНУ. – 2003. – №1. – С. 76–82.
4. Виговський В. І. Тепловий стан обмотки статора потужного турбогенератора з водяним охолодженням при наявності закупорки порожнистих провідників / В. І. Виговський, О. В. Виговський // *Пр. Ін-ту електродинаміки НАН України: зб. наук. пр.* – Київ: ІЕД НАНУ. – 2002. – №2(2). – С. 76–79.
5. Кіпоренко Г. С. Удосконалення нормативного забезпечення експлуатаційної безпеки трубопровідних систем атомних електростанцій: автореф. дис. на здобуття наук. ступеню канд. техн. наук: 05.01.02 / Г. С. Кіпоренко; Укр. інж.-пед. акад. — Харків, 2010. — 20 с.

References

1. Vasilyev, V & Iogansen, V 2004, 'Modernizatsiya turbogeneratorov – opyt i perspektivy', *Elektrosila*, no. 43, pp. 18-24.
2. Mazorchuk, K, Hyria, M, Kiporenko, H & Polishchuk, S 2015, 'Rozrakhunok vytrat okholodzhuiuchoi vody v systemi okholodzhennia obmotky statoriv potuzhnykh turboheneratoriv dlia zabezpechennia ekspluatatsiinoi bezpeky blokiv AES', *Systemy obrobky informatsii*, no. 5, pp. 177-180.
3. Vyhovskiy, O 2003, 'Analiz tryvymirnoho rozpodilennia vtrat i nahrivu v krainikh paketakh oserdia statora turboheneratora potuzhnistiu 100 MVt', *Pr. In-tu elektrodynamiky NAN Ukrainy*, no. 1, pp. 76-82.
4. Vyhovskiy, V & Vyhovskiy, O 2002, 'Teplovi stan obmotky statora potuzhnoho turboheneratora z vodianyym okholodzhenniam pry naiavnosti zakuporky porozhnystrykh providnykiv', *Pr. In-tu elektrodynamiky NAN Ukrainy*, no. 2(2), pp. 76-79.
5. Kiporenko, H 2010, 'Udoskonalennia normatyvnoho zabezpechennia ekspluatatsiinoi bezpeky truboprovodnykh system atomnykh elektrostantsii', *Kand. tekh.n. abstract, Ukrainaska inzhenerno-pedahohichna akademiia, Kharkiv*.

Стаття надійшла до редакції 11 листопада 2015 р.

УДК 693.546

РЕАЛІЗАЦІЯ ОПТИМАЛЬНОГО РЕЖИМУ РЕВЕРСУВАННЯ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ЗА ПРИСКОРЕННЯМ ТРЕТЬОГО ПОРЯДКУ**Ловейкін В. С.¹, Почка К. І.², Ловейкін А. В.³***Національний університет біоресурсів і природокористування України¹**Київський національний університет будівництва і архітектури²**Київський національний університет імені Тараса Шевченка³***Інформація про авторів:**

Ловейкін Вячеслав Сергійович: ORCID: 0000-0003-4259-3900; lovvs@ukr.net; доктор технічних наук; завідувач кафедри конструювання машин і обладнання; Національний університет біоресурсів і природокористування України; навчальний корпус № 11, вул. Героїв Оборони, 12, м. Київ, 03041, Україна.

Почка Костянтин Іванович: ORCID: 0000-0002-0355-002X; shanovniy@ukr.net; кандидат технічних наук; в.о. завідувача кафедри основ професійного навчання; Київський національний університет будівництва і архітектури; проспект Повітрофлотський, 31, м. Київ, 03680, Україна.

Ловейкін Андрій Вячеславович: ORCID: 0000-0002-7988-8350; anlov74@gmail.com; кандидат фізико-математичних наук; доцент кафедри математичної фізики; Київський національний університет імені Тараса Шевченка; корпус механіко-математичного факультету, проспект академіка Глушкова, 4е, м. Київ, 03022, Україна.

Проведено оптимізацію режиму реверсування роликкової формувальної установки для ущільнення виробів з бетонних сумішей за прискоренням третього порядку.

При проведенні оптимізації в якості критерію режиму руху використано критеріальну дію, яка являє собою інтеграл за часом з підінтегральною функцією, що виражає енергію прискорень третього порядку установки.

Отримано функції зміни кінематичних характеристик формувального візка при його русі від одного крайнього положення в інше, що відповідають оптимальному режиму реверсування за прискоренням третього порядку. При цьому із врахуванням функцій швидкості формувального візка розраховано закон зміни кутової швидкості приводного крокового двигуна установки.

Запропоновано конструкцію роликкової формувальної установки з приводом від високомоментного крокового двигуна, що вмонтований в укочувальні ролики формувального візка установки і реалізує оптимальний режим реверсування за прискоренням третього порядку, що в свою чергу приводить до підвищення якості поверхні оброблюваної бетонної суміші та підвищення довговічності установки в цілому.

Ключові слова: установка, режим руху, привод, кроковий двигун.

Ловейкин В. С., Почка К. И., Ловейкин А. В. «Реализация оптимального режима реверсирования роликковой формовочной установки за ускорением третьего порядка».

Проведена оптимизация режима реверсирования роликковой формовочной установки для уплотнения изделий из бетонных смесей за ускорением третьего порядка.

При проведении оптимизации в качестве критерия режима движения использовано критериальное действие, которое представляет собой интеграл по времени с подынтегральной функцией, которая выражает энергию ускорений третьего порядка установки.

Получены функции изменения кинематических характеристик формовочной тележки при её движении от одного крайнего положения в другое, которые соответствуют

Динаміка та міцність машин

оптимальному режиму реверсування за ускоренням третього порядку. При цьому з урахуванням функцій швидкості формувальної тележки розраховано закон зміни кутової швидкості приводного шагового двигача установки.

Предложено конструкція роликів формувальної установки з приводом від високомоментного шагового двигача, який вмонтований в укатуючі ролики формувальної тележки установки і реалізує оптимальний режим реверсування за ускоренням третього порядку, що в свою чергу приводить до підвищенню якості поверхні оброблюваної бетонної суміші і підвищенню довговічності установки в цілому.

Ключевые слова: установка, режим движения, привод, шаговый двигатель.

Loveikin V., Pochka K., Loveikin A. "Realization of the optimum mode of a reversal of roller forming installation behind acceleration of the third order".

Optimization of the mode of a reversal of roller forming installation for consolidation of products from concrete mixes behind acceleration of the third order is performed.

When carrying out optimization as criterion of the mode of the movement criteria action which represents integral on time with subintegral function which expresses energy of accelerations of the third order of installation is used.

Functions of change of kinematic characteristics of the forming cart at its movement are received from one extreme situation in another which correspond to the optimum mode of a reversal behind acceleration of the third order. Thus taking into account functions of speed of the forming cart the law of change of angular speed of the driving step engine of installation is calculated.

The design of roller forming installation with the drive from the high-moment step engine which is built in the rolling rollers of the forming cart of installation is offered and realizes the optimum mode of a reversal behind acceleration of the third order that in turn leads to improvement of quality of a surface to the processed concrete mix and increase of durability of installation in general.

Keywords: installation, movement mode, drive, step engine.

1. Постановка проблеми

В установках роликів формування залізобетонних виробів під час їхньої роботи виникають значні динамічні навантаження в елементах приводного механізму та в елементах формувальних візків [1–6]. Не дивлячись на досить широке дослідження технологічного процесу формування залізобетонних виробів безвібраційним роликів методом [1–3], до цих пір не було досліджено динаміку руху формувального візка та її вплив на процес формування. Мало приділялось уваги режимам руху формувального візка та зусиллям, що виникають в елементах приводного механізму.

2. Аналіз останніх досліджень і публікацій

В існуючих теоретичних та експериментальних дослідженнях машин роликів формування залізобетонних виробів обґрунтовано їхні конструктивні параметри та продуктивність [1–3]. Разом з тим недостатньо уваги приділено дослідженню діючим динамічним навантаженням та режимам руху, що в значній мірі впливає на роботу установки

та на якість готової продукції. Під час постійних пускогальмівних режимів руху виникають значні динамічні навантаження в елементах приводного механізму та в елементах формувального візка, що може привести до передчасного виходу установки з ладу [1–6]. Тому актуальною є задача удосконалення приводного механізму роликів формувальної установки з метою забезпечення такого режиму руху формувального візка, при якому зменшувалися б динамічні навантаження в елементах установки та підвищувалася її довговічність.

3. Метою даної роботи є удосконалення конструкції приводного механізму роликів формувальної установки для підвищення її надійності та довговічності.

4. Виклад основного матеріалу дослідження

Для роликів формувальної установки при ущільненні бетонної суміші бажано мати постійну швидкість зворотно-поступального руху формувального візка на всій ділянці, що позитивно вплинуло б на якість готового виробу. Однак на практиці такий режим руху здійснити неможливо, оскільки в ньому відсутні ділянки розгону та гальмування, без яких не може бути циклічного руху. Тому пропонується реалізувати такий режим руху формувального візка при його переміщенні, у якому були б ділянки реверсування з мінімальними динамічними навантаженнями та ділянки руху з постійною швидкістю.

Для плавного процесу реверсування формувального візка запропоновано здійснювати його за оптимальним режимом руху за прискоренням третього порядку [7]. При цьому швидкість, прискорення та ривок формувального візка змінюються плавно, не створюючи значних динамічних навантажень в установці, що в свою чергу позитивно впливає на її довговічність.

Критеріями режиму руху механізмів і машин можуть бути коефіцієнти нерівномірності руху та динамічності [7]. В даній роботі в якості критерію режиму руху використана критеріальна дія, яка являє собою інтеграл за часом з підінтегральною функцією, що виражає міру руху або дію системи. Для оптимального режиму реверсування за прискоренням третього порядку критерій оптимальності руху матимемо у вигляді:

$$I_Z = \int_0^{t_p} Z dt \rightarrow \min, \quad (1)$$

де t – час; t_p – тривалість реверсування; Z – енергія прискорень третього порядку:

$$Z = \frac{1}{2} \cdot m \cdot x^{IV}, \quad (2)$$

де m – маса формувального візка; x – прискорення третього порядку.

Умовою мінімуму критерію (1) є рівняння Пуассона:

$$\frac{\partial Z}{\partial x} - \frac{d}{dt} \frac{\partial Z}{\partial \dot{x}} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial Z}{\partial \ddot{x}} - \frac{d^3}{dt^3} \frac{\partial Z}{\partial \overset{IV}{x}} + \frac{d^4}{dt^4} \frac{\partial Z}{\partial \overset{IV}{x}} = 0, \quad (3)$$

де $x, \dot{x}, \ddot{x}, \overset{IV}{x}$ – координата переміщення, швидкість, прискорення та ривок візка.

З виразу (3) можна записати:

$$\frac{\partial Z}{\partial x} = \frac{\partial Z}{\partial \dot{x}} = \frac{\partial Z}{\partial \ddot{x}} = \frac{\partial Z}{\partial \overset{IV}{x}} = 0; \quad \frac{\partial Z}{\partial \overset{IV}{x}} = m \cdot x; \quad \frac{d^4}{dt^4} \frac{\partial Z}{\partial \overset{IV}{x}} = m \cdot \overset{VIII}{x} = 0. \quad (4)$$

З останнього рівняння (4) отримуємо диференціальне рівняння та його розв'язки:

Динаміка та міцність машин

$$\begin{aligned}
& x = 0; \quad \overset{VII}{x} = C_1; \quad \overset{VI}{x} = C_1 \cdot t + C_2; \quad \overset{V}{x} = \frac{1}{2} \cdot C_1 \cdot t^2 + C_2 \cdot t + C_3; \\
& \overset{IV}{x} = \frac{1}{6} \cdot C_1 \cdot t^3 + \frac{1}{2} \cdot C_2 \cdot t^2 + C_3 \cdot t + C_4; \quad \ddot{x} = \frac{1}{24} \cdot C_1 \cdot t^4 + \frac{1}{6} \cdot C_2 \cdot t^3 + \frac{1}{2} \cdot C_3 \cdot t^2 + C_4 \cdot t + C_5; \\
& \ddot{x} = \frac{1}{120} \cdot C_1 \cdot t^5 + \frac{1}{24} \cdot C_2 \cdot t^4 + \frac{1}{6} \cdot C_3 \cdot t^3 + \frac{1}{2} \cdot C_4 \cdot t^2 + C_5 \cdot t + C_6; \\
& \dot{x} = \frac{1}{720} \cdot C_1 \cdot t^6 + \frac{1}{120} \cdot C_2 \cdot t^5 + \frac{1}{24} \cdot C_3 \cdot t^4 + \frac{1}{6} \cdot C_4 \cdot t^3 + \frac{1}{2} \cdot C_5 \cdot t^2 + C_6 \cdot t + C_7; \\
& x = \frac{1}{5040} \cdot C_1 \cdot t^7 + \frac{1}{720} \cdot C_2 \cdot t^6 + \frac{1}{120} \cdot C_3 \cdot t^5 + \frac{1}{24} \cdot C_4 \cdot t^4 + \frac{1}{6} \cdot C_5 \cdot t^3 + \frac{1}{2} \cdot C_6 \cdot t^2 + C_7 \cdot t + C_8,
\end{aligned} \tag{5}$$

де $C_1, C_2, C_3, C_4, C_5, C_6, C_7, C_8$ – постійні інтегрування, які визначаються з граничних умов.

Розділимо процес реверсування на два етапи: гальмування та пуск.

При гальмуванні початковими умовами є: $t = 0: x = -x_1; \dot{x} = \dot{x}_y; \ddot{x} = 0; \ddot{\ddot{x}} = 0$. Кінцеві умови при гальмуванні: $t = t_2: x = 0; \dot{x} = 0; \ddot{x} = 0; \ddot{\ddot{x}} = 0$. Тут x_1 – координата початку процесу гальмування; \dot{x}_y – швидкість руху візка на усталеному режимі до початку гальмування.

При пуску початковими умовами є: $t = 0: x = 0; \dot{x} = 0; \ddot{x} = 0; \ddot{\ddot{x}} = 0$. Кінцеві умови при пуску: $t = t_n: x = -x_1; \dot{x} = -\dot{x}_y; \ddot{x} = 0; \ddot{\ddot{x}} = 0$.

Розглянемо процес гальмування. Підставивши крайові умови гальмування у рівняння (5), отримуємо:

$$\begin{aligned}
& t = 0: \quad C_8 = -x_1; \quad C_7 = \dot{x}_y; \quad C_6 = 0; \quad C_5 = 0; \\
& t = t_2: \quad \begin{cases} \frac{1}{5040} \cdot C_1 \cdot t_2^7 + \frac{1}{720} \cdot C_2 \cdot t_2^6 + \frac{1}{120} \cdot C_3 \cdot t_2^5 + \frac{1}{24} \cdot C_4 \cdot t_2^4 + \dot{x}_y \cdot t_2 - x_1 = 0; \\ \frac{1}{720} \cdot C_1 \cdot t_2^6 + \frac{1}{120} \cdot C_2 \cdot t_2^5 + \frac{1}{24} \cdot C_3 \cdot t_2^4 + \frac{1}{6} \cdot C_4 \cdot t_2^3 + \dot{x}_y = 0; \\ \frac{1}{120} \cdot C_1 \cdot t_2^5 + \frac{1}{24} \cdot C_2 \cdot t_2^4 + \frac{1}{6} \cdot C_3 \cdot t_2^3 + \frac{1}{2} \cdot C_4 \cdot t_2^2 = 0; \\ \frac{1}{24} \cdot C_1 \cdot t_2^4 + \frac{1}{6} \cdot C_2 \cdot t_2^3 + \frac{1}{2} \cdot C_3 \cdot t_2^2 + C_4 \cdot t_2 = 0. \end{cases}
\end{aligned} \tag{7}$$

Розв'язавши систему рівнянь (7), отримуємо постійні інтегрування C_1, C_2, C_3 та C_4 :

$$\begin{aligned}
& C_1 = 50400 \cdot \left(\frac{\dot{x}_y}{t_2^6} - 2 \cdot \frac{x_1}{t_2^7} \right); \quad C_2 = 1440 \cdot \left(35 \cdot \frac{x_1}{t_2^6} - 18 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_2^5} \right); \\
& C_3 = 360 \cdot \left(15 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_2^4} - 28 \cdot \frac{x_1}{t_2^5} \right); \quad C_4 = 120 \cdot \left(7 \cdot \frac{x_1}{t_2^4} - 4 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_2^3} \right).
\end{aligned} \tag{8}$$

Після підстановки визначених постійних інтегрування (6) та (8) у систему (5) отримаємо функцію зміни прискорення третього порядку формувального візка в процесі гальмування від усталеної швидкості \dot{x}_y до повної зупинки:

$$\begin{aligned}
& \overset{IV}{x} = 8400 \cdot \left(\dot{x}_y - 2 \cdot \frac{x_1}{t_2} \right) \cdot \frac{t^3}{t_2^6} + 720 \cdot \left(35 \cdot \frac{x_1}{t_2} - 18 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \frac{t^2}{t_2^5} + \\
& + 360 \cdot \left(15 \cdot \dot{x}_y - 28 \cdot \frac{x_1}{t_2} \right) \cdot \frac{t}{t_2^4} + 120 \cdot \left(7 \cdot \frac{x_1}{t_2} - 4 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \frac{1}{t_2^3}
\end{aligned} \tag{9}$$

або

$$IV_x = \frac{120}{t_2^3} \cdot \left[\begin{aligned} &70 \cdot \left(\dot{x}_y - 2 \cdot \frac{x_1}{t_2} \right) \cdot \frac{t^3}{t_2^3} + 6 \cdot \left(35 \cdot \frac{x_1}{t_2} - 18 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \frac{t^2}{t_2^2} + \\ &+ 3 \cdot \left(15 \cdot \dot{x}_y - 28 \cdot \frac{x_1}{t_2} \right) \cdot \frac{t}{t_2} + \left(7 \cdot \frac{x_1}{t_2} - 4 \cdot \dot{x}_y \right) \end{aligned} \right]. \quad (10)$$

Після цього критерій оптимальності руху в процесі гальмування з урахуванням виразів (2) та (10) матиме вигляд:

$$\begin{aligned} I_{Z_2} &= \frac{m}{2} \cdot \int_0^{t_2} \dot{x}^2 dt = \frac{7200 \cdot m}{t_2^6} \cdot \int_0^{t_2} \left[\begin{aligned} &70 \cdot \left(\dot{x}_y - 2 \cdot \frac{x_1}{t_2} \right) \cdot \frac{t^3}{t_2^3} + 6 \cdot \left(35 \cdot \frac{x_1}{t_2} - 18 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \frac{t^2}{t_2^2} + \\ &+ 3 \cdot \left(15 \cdot \dot{x}_y - 28 \cdot \frac{x_1}{t_2} \right) \cdot \frac{t}{t_2} + \left(7 \cdot \frac{x_1}{t_2} - 4 \cdot \dot{x}_y \right) \end{aligned} \right]^2 dt = \\ &= \frac{7200 \cdot m}{t_2^6} \cdot \int_0^{t_2} \left[\begin{aligned} &4900 \cdot \left(\dot{x}_y - 2 \cdot \frac{x_1}{t_2} \right)^2 \cdot \frac{t^6}{t_2^6} + 840 \cdot \left(\dot{x}_y - 2 \cdot \frac{x_1}{t_2} \right) \cdot \left(35 \cdot \frac{x_1}{t_2} - 18 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \frac{t^5}{t_2^5} + \\ &+ 36 \cdot \left(35 \cdot \frac{x_1}{t_2} - 18 \cdot \dot{x}_y \right)^2 \cdot \frac{t^4}{t_2^4} + 420 \cdot \left(\dot{x}_y - 2 \cdot \frac{x_1}{t_2} \right) \cdot \left(15 \cdot \dot{x}_y - 28 \cdot \frac{x_1}{t_2} \right) \cdot \frac{t^4}{t_2^4} + \\ &+ \left(7 \cdot \frac{x_1}{t_2} - 4 \cdot \dot{x}_y \right)^2 + 36 \cdot \left(35 \cdot \frac{x_1}{t_2} - 18 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \left(15 \cdot \dot{x}_y - 28 \cdot \frac{x_1}{t_2} \right) \cdot \frac{t^3}{t_2^3} + \\ &+ 9 \cdot \left(15 \cdot \dot{x}_y - 28 \cdot \frac{x_1}{t_2} \right)^2 \cdot \frac{t^2}{t_2^2} + 140 \cdot \left(\dot{x}_y - 2 \cdot \frac{x_1}{t_2} \right) \cdot \left(7 \cdot \frac{x_1}{t_2} - 4 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \frac{t^3}{t_2^3} + \\ &+ 12 \cdot \left(35 \cdot \frac{x_1}{t_2} - 18 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \left(7 \cdot \frac{x_1}{t_2} - 4 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \frac{t^2}{t_2^2} + \\ &+ 6 \cdot \left(15 \cdot \dot{x}_y - 28 \cdot \frac{x_1}{t_2} \right) \cdot \left(7 \cdot \frac{x_1}{t_2} - 4 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \frac{t}{t_2} \end{aligned} \right] dt = \\ &= \frac{7200 \cdot m}{t_2^5} \cdot \left[\begin{aligned} &700 \cdot \left(\dot{x}_y - 2 \cdot \frac{x_1}{t_2} \right)^2 + \frac{36}{5} \cdot \left(35 \cdot \frac{x_1}{t_2} - 18 \cdot \dot{x}_y \right)^2 + 3 \cdot \left(15 \cdot \dot{x}_y - 28 \cdot \frac{x_1}{t_2} \right)^2 + \\ &+ \left(7 \cdot \frac{x_1}{t_2} - 4 \cdot \dot{x}_y \right)^2 + 140 \cdot \left(\dot{x}_y - 2 \cdot \frac{x_1}{t_2} \right) \cdot \left(35 \cdot \frac{x_1}{t_2} - 18 \cdot \dot{x}_y \right) + \\ &+ 84 \cdot \left(\dot{x}_y - 2 \cdot \frac{x_1}{t_2} \right) \cdot \left(15 \cdot \dot{x}_y - 28 \cdot \frac{x_1}{t_2} \right) + 9 \cdot \left(35 \cdot \frac{x_1}{t_2} - 18 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \left(15 \cdot \dot{x}_y - 28 \cdot \frac{x_1}{t_2} \right) + \\ &+ 35 \cdot \left(\dot{x}_y - 2 \cdot \frac{x_1}{t_2} \right) \cdot \left(7 \cdot \frac{x_1}{t_2} - 4 \cdot \dot{x}_y \right) + 4 \cdot \left(35 \cdot \frac{x_1}{t_2} - 18 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \left(7 \cdot \frac{x_1}{t_2} - 4 \cdot \dot{x}_y \right) + \\ &+ 3 \cdot \left(15 \cdot \dot{x}_y - 28 \cdot \frac{x_1}{t_2} \right) \cdot \left(7 \cdot \frac{x_1}{t_2} - 4 \cdot \dot{x}_y \right) \end{aligned} \right] = \\ &= \frac{7200 \cdot m}{t_2^5} \cdot \left[7 \cdot \frac{x_1^2}{t_2^2} - 7 \cdot \frac{x_1}{t_2} \cdot \dot{x}_y + \frac{9}{5} \cdot \dot{x}_y^2 \right]. \quad (11) \end{aligned}$$

Динаміка та міцність машин

Розглянемо процес пуску. Підставивши крайові умови пуску у рівняння (5), отримуємо:

$$t = 0: C_5 = 0; C_6 = 0; C_7 = 0; C_8 = 0; \quad (12)$$

$$t = t_n: \begin{cases} \frac{1}{5040} \cdot C_1 \cdot t_n^7 + \frac{1}{720} \cdot C_2 \cdot t_n^6 + \frac{1}{720} \cdot C_3 \cdot t_n^5 + \frac{1}{24} \cdot C_4 \cdot t_n^4 = -x_1; \\ \frac{1}{720} \cdot C_1 \cdot t_n^6 + \frac{1}{120} \cdot C_2 \cdot t_n^5 + \frac{1}{24} \cdot C_3 \cdot t_n^4 + \frac{1}{6} \cdot C_4 \cdot t_n^3 = -\dot{x}_y; \\ \frac{1}{120} \cdot C_1 \cdot t_n^5 + \frac{1}{24} \cdot C_2 \cdot t_n^4 + \frac{1}{6} \cdot C_3 \cdot t_n^3 + \frac{1}{2} \cdot C_4 \cdot t_n^2 = 0; \\ \frac{1}{24} \cdot C_1 \cdot t_n^4 + \frac{1}{6} \cdot C_2 \cdot t_n^3 + \frac{1}{2} \cdot C_3 \cdot t_n^2 + C_4 \cdot t_n = 0. \end{cases} \quad (13)$$

Розв'язавши систему рівнянь (13), отримуємо постійні інтегрування C_1 , C_2 , C_3 та C_4 :

$$\begin{aligned} C_1 &= 50400 \cdot \left(2 \cdot \frac{x_1}{t_n^7} - \frac{\dot{x}_y}{t_n^6} \right); & C_2 &= 1440 \cdot \left(17 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_n^5} - 35 \cdot \frac{x_1}{t_n^6} \right); \\ C_3 &= 360 \cdot \left(28 \cdot \frac{x_1}{t_n^5} - 13 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_n^4} \right); & C_4 &= 120 \cdot \left(3 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_n^3} - 7 \cdot \frac{x_1}{t_n^4} \right). \end{aligned} \quad (14)$$

Після підстановки визначених постійних інтегрування (12) та (14) у систему (5) отримаємо функцію зміни прискорення третього порядку формувального візка в процесі пуску від нерухомого стану до руху з усталеною швидкістю \dot{x}_y :

$$\begin{aligned} x^{IV} &= 8400 \cdot \left(2 \cdot \frac{x_1}{t_n} - \dot{x}_y \right) \cdot \frac{t^3}{t_n^6} + 720 \cdot \left(17 \cdot \dot{x}_y - 35 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot \frac{t^2}{t_n^5} + \\ &+ 360 \cdot \left(28 \cdot \frac{x_1}{t_n} - 13 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \frac{t}{t_n^4} + 120 \cdot \left(3 \cdot \dot{x}_y - 7 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot \frac{1}{t_n^3} \end{aligned} \quad (15)$$

або

$$x^{IV} = \frac{120}{t_n^3} \cdot \left[70 \cdot \left(2 \cdot \frac{x_1}{t_n} - \dot{x}_y \right) \cdot \frac{t^3}{t_n^3} + 6 \cdot \left(17 \cdot \dot{x}_y - 35 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot \frac{t^2}{t_n^2} + \right. \\ \left. + 3 \cdot \left(28 \cdot \frac{x_1}{t_n} - 13 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \frac{t}{t_n} + \left(3 \cdot \dot{x}_y - 7 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \right]. \quad (16)$$

Після цього критерій оптимальності руху в процесі пуску з урахуванням виразів (2) та (16) матиме вигляд:

$$I_{Zn} = \frac{m}{2} \cdot \int_0^{t_n} x^{IV} dt = \frac{7200 \cdot m}{t_n^6} \cdot \int_0^{t_n} \left[70 \cdot \left(2 \cdot \frac{x_1}{t_n} - \dot{x}_y \right) \cdot \frac{t^3}{t_n^3} + 6 \cdot \left(17 \cdot \dot{x}_y - 35 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot \frac{t^2}{t_n^2} + \right. \\ \left. + 3 \cdot \left(28 \cdot \frac{x_1}{t_n} - 13 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \frac{t}{t_n} + \left(3 \cdot \dot{x}_y - 7 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \right]^2 dt =$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{7200 \cdot m}{t_n^6} \cdot \int_0^{t_n} \left[\begin{aligned} &4900 \cdot \left(2 \cdot \frac{x_1}{t_n} - \dot{x}_y \right)^2 \cdot \frac{t^6}{t_n^6} + 36 \cdot \left(17 \cdot \dot{x}_y - 35 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right)^2 \cdot \frac{t^4}{t_n^4} + 9 \cdot \left(28 \cdot \frac{x_1}{t_n} - 13 \cdot \dot{x}_y \right)^2 \cdot \frac{t^2}{t_n^2} + \\ &+ 840 \cdot \left(2 \cdot \frac{x_1}{t_n} - \dot{x}_y \right) \cdot \left(17 \cdot \dot{x}_y - 35 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot \frac{t^5}{t_n^5} + 6 \cdot \left(28 \cdot \frac{x_1}{t_n} - 13 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \left(3 \cdot \dot{x}_y - 7 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot \frac{t}{t_n} + \\ &+ 420 \cdot \left(2 \cdot \frac{x_1}{t_n} - \dot{x}_y \right) \cdot \left(28 \cdot \frac{x_1}{t_n} - 13 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \frac{t^4}{t_n^4} + 140 \cdot \left(2 \cdot \frac{x_1}{t_n} - \dot{x}_y \right) \cdot \left(3 \cdot \dot{x}_y - 7 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot \frac{t^3}{t_n^3} + \\ &+ 36 \cdot \left(17 \cdot \dot{x}_y - 35 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot \left(28 \cdot \frac{x_1}{t_n} - 13 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \frac{t^3}{t_n^3} + \left(3 \cdot \dot{x}_y - 7 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right)^2 + \\ &+ 12 \cdot \left(17 \cdot \dot{x}_y - 35 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot \left(3 \cdot \dot{x}_y - 7 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot \frac{t^2}{t_n^2} \end{aligned} \right] dt = \\
&= \frac{7200 \cdot m}{t_n^5} \cdot \left[\begin{aligned} &700 \cdot \left(2 \cdot \frac{x_1}{t_n} - \dot{x}_y \right)^2 + \frac{36}{5} \cdot \left(17 \cdot \dot{x}_y - 35 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right)^2 + 3 \cdot \left(28 \cdot \frac{x_1}{t_n} - 13 \cdot \dot{x}_y \right)^2 + \\ &+ 140 \cdot \left(2 \cdot \frac{x_1}{t_n} - \dot{x}_y \right) \cdot \left(17 \cdot \dot{x}_y - 35 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) + 3 \cdot \left(28 \cdot \frac{x_1}{t_n} - 13 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \left(3 \cdot \dot{x}_y - 7 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) + \\ &+ 84 \cdot \left(2 \cdot \frac{x_1}{t_n} - \dot{x}_y \right) \cdot \left(28 \cdot \frac{x_1}{t_n} - 13 \cdot \dot{x}_y \right) + 35 \cdot \left(2 \cdot \frac{x_1}{t_n} - \dot{x}_y \right) \cdot \left(3 \cdot \dot{x}_y - 7 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) + \\ &+ 9 \cdot \left(17 \cdot \dot{x}_y - 35 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot \left(28 \cdot \frac{x_1}{t_n} - 13 \cdot \dot{x}_y \right) + \left(3 \cdot \dot{x}_y - 7 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right)^2 + \\ &+ 4 \cdot \left(17 \cdot \dot{x}_y - 35 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot \left(3 \cdot \dot{x}_y - 7 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \end{aligned} \right] = \\
&= \frac{7200 \cdot m}{t_n^5} \cdot \left[7 \cdot \frac{x_1^2}{t_n^2} - 7 \cdot \frac{x_1}{t_n} \cdot \dot{x}_y + \frac{9}{5} \cdot \dot{x}_y^2 \right].
\end{aligned} \tag{17}$$

Загальний критерій оптимальності руху в процесі реверсування з урахуванням виразів (11) та (17) буде визначатися наступним виразом:

$$I_Z = I_{Z_2} + I_{Z_n} = \frac{7200 \cdot m}{t_2^5} \cdot \left[7 \cdot \frac{x_1^2}{t_2^2} - 7 \cdot \frac{x_1}{t_2} \cdot \dot{x}_y + \frac{9}{5} \cdot \dot{x}_y^2 \right] + \frac{7200 \cdot m}{t_n^5} \cdot \left[7 \cdot \frac{x_1^2}{t_n^2} - 7 \cdot \frac{x_1}{t_n} \cdot \dot{x}_y + \frac{9}{5} \cdot \dot{x}_y^2 \right]. \tag{18}$$

Прийнявши рівність часу гальмування візка та його пуску $t_2 = t_n = t_1$, вираз (18) можна подати у наступному вигляді:

$$I_Z = \frac{7200 \cdot m}{t_1^5} \cdot \left[14 \cdot \frac{x_1^2}{t_1^2} - 14 \cdot \frac{x_1}{t_1} \cdot \dot{x}_y + \frac{18}{5} \cdot \dot{x}_y^2 \right]. \tag{19}$$

Для забезпечення виконання нерівності (1) необхідно виконати умову:

$$\frac{\partial I_Z}{\partial x_1} = \frac{7200 \cdot m}{t_1^5} \cdot \left[28 \cdot \frac{x_1}{t_1^2} - 14 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_1} \right] = \frac{7200 \cdot m}{t_1^6} \cdot \left[28 \cdot \frac{x_1}{t_1} - 14 \cdot \dot{x}_y \right] = 0. \tag{20}$$

Із виразу (20) можна отримати:

$$28 \cdot \frac{x_1}{t_1} - 14 \cdot \dot{x}_y = 0 \quad \Rightarrow \quad x_1 = \frac{1}{2} \cdot \dot{x}_y \cdot t_1. \tag{21}$$

Динаміка та міцність машин

Підставивши другий вираз (21) у рівності (6) та (8) отримано постійні інтегрування в процесі гальмування формульованого візка:

$$C_1 = 0; \quad C_2 = -720 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_1^5}; \quad C_3 = 360 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_1^4}; \quad C_4 = -60 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_1^3};$$

$$C_5 = 0; \quad C_6 = 0; \quad C_7 = \dot{x}_y; \quad C_8 = -\frac{1}{2} \cdot \dot{x}_y \cdot t_1.$$
(22)

Після цього з урахуванням постійних інтегрування (22) отримано функції зміни переміщення, швидкості, прискорення та ривка формульованого візка в процесі гальмування:

$$x = -\frac{1}{2} \cdot \dot{x}_y \cdot \left(2 \cdot \frac{t^6}{t_1^5} - 6 \cdot \frac{t^5}{t_1^4} + 5 \cdot \frac{t^4}{t_1^3} - 2 \cdot t + t_1 \right); \quad \dot{x} = -\dot{x}_y \cdot \left(6 \cdot \frac{t^5}{t_1^5} - 15 \cdot \frac{t^4}{t_1^4} + 10 \cdot \frac{t^3}{t_1^3} - 1 \right);$$

$$\ddot{x} = -30 \cdot \dot{x}_y \cdot \left(\frac{t^4}{t_1^5} - 2 \cdot \frac{t^3}{t_1^4} + \frac{t^2}{t_1^3} \right); \quad \ddot{\ddot{x}} = -60 \cdot \dot{x}_y \cdot \left(2 \cdot \frac{t^3}{t_1^5} - 3 \cdot \frac{t^2}{t_1^4} + \frac{t}{t_1^3} \right).$$
(23)

Підставивши другий вираз (21) у рівності (12) та (14) отримано постійні інтегрування в процесі пуску формульованого візка:

$$C_1 = 0; \quad C_2 = -720 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_1^5}; \quad C_3 = 360 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_1^4}; \quad C_4 = -60 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_1^3};$$

$$C_5 = 0; \quad C_6 = 0; \quad C_7 = 0; \quad C_8 = 0.$$
(24)

Після цього з урахуванням постійних інтегрування (24) отримано функції зміни переміщення, швидкості, прискорення та ривка формульованого візка в процесі пуску:

$$x = -\dot{x}_y \cdot \left(\frac{t^6}{t_1^5} - 3 \cdot \frac{t^5}{t_1^4} + \frac{5}{2} \cdot \frac{t^4}{t_1^3} \right); \quad \dot{x} = -\dot{x}_y \cdot \left(6 \cdot \frac{t^5}{t_1^5} - 15 \cdot \frac{t^4}{t_1^4} + 10 \cdot \frac{t^3}{t_1^3} \right);$$

$$\ddot{x} = -30 \cdot \dot{x}_y \cdot \left(\frac{t^4}{t_1^5} - 2 \cdot \frac{t^3}{t_1^4} + \frac{t^2}{t_1^3} \right); \quad \ddot{\ddot{x}} = -60 \cdot \dot{x}_y \cdot \left(2 \cdot \frac{t^3}{t_1^5} - 3 \cdot \frac{t^2}{t_1^4} + \frac{t}{t_1^3} \right).$$
(25)

На усталеному режимі руху формульованого візка координата переміщення, швидкості, прискорення та ривка його центра мас описуються рівняннями [7]:

$$x = x_{0y} + \frac{(x_{1y} - x_{0y}) \cdot t}{t_y}; \quad \dot{x} = \frac{(x_{1y} - x_{0y})}{t_y} = const; \quad \ddot{x} = 0; \quad \ddot{\ddot{x}} = 0,$$
(26)

де x_{0y} та x_{1y} – координати початкового та кінцевого положень центра мас візка при усталеному русі; t_y – тривалість усталеного руху.

У виразах (26) координату початкового положення центра мас візка при усталеному русі x_{0y} приймаємо рівною x_1 . Тоді, прийнявши амплітуду переміщення візка від одного крайнього положення в інше Δx , кінцеву координату положення центра мас візка при усталеному русі можна визначити $x_{1y} = \Delta x - x_1$.

Підставивши отримані координати x_{0y} та x_{1y} у другий вираз (26) отримано залежність для визначення швидкості руху візка на усталеному режимі \dot{x}_y :

$$\dot{x}_y = \frac{\Delta x - 2 \cdot x_1}{t_y} = \frac{\Delta x - \dot{x}_y \cdot t_1}{t_y} \Rightarrow \dot{x}_y = \frac{\Delta x}{t_y + t_1}. \quad (27)$$

Прийнявши загальний час руху формувального візка з одного крайнього положення в інше t_3 , його можна розділити на три частини: час пуску – t_n ; час усталеного руху – t_y ; час гальмування – t_2 . Для забезпечення ущільнення бетонної суміші формувальним візком з постійною швидкістю руху на більшості його робочого ходу приймемо час усталеного руху, наприклад, $t_y = \frac{2}{3} \cdot t_3$, тоді, задаючись умовою рівності часу розгону та гальмування, їх можна визначити відповідними виразами: $t_n = t_2 = t_1 = \frac{1}{6} \cdot t_3$.

Після цього вирази швидкості руху візка на усталеному режимі та координати x_1 матимуть вигляд:

$$\dot{x}_y = \frac{6 \cdot \Delta x}{5 \cdot t_3}; \quad x_1 = \frac{\Delta x}{10}. \quad (28)$$

Розглядаючи рух формувального візка від одного крайнього положення в інше та підставивши вирази (28) у рівності (23), (25) та (26), отримуємо функції зміни переміщення, швидкості, прискорення та ривка візка

– на ділянці пуску:

$$\begin{aligned} x &= \frac{648 \cdot \Delta x}{5} \cdot \left(72 \cdot \frac{t^6}{t_3^6} - 36 \cdot \frac{t^5}{t_3^5} + 5 \cdot \frac{t^4}{t_3^4} \right); & \dot{x} &= \frac{2592 \cdot \Delta x}{5} \cdot \left(108 \cdot \frac{t^5}{t_3^6} - 45 \cdot \frac{t^4}{t_3^5} + 5 \cdot \frac{t^3}{t_3^4} \right); \\ \ddot{x} &= 7776 \cdot \Delta x \cdot \left(36 \cdot \frac{t^4}{t_3^6} - 12 \cdot \frac{t^3}{t_3^5} + \frac{t^2}{t_3^4} \right); & \ddot{x} &= 15552 \cdot \Delta x \cdot \left(72 \cdot \frac{t^3}{t_3^6} - 18 \cdot \frac{t^2}{t_3^5} + \frac{t}{t_3^4} \right); \end{aligned} \quad (29)$$

– на ділянці усталеного руху:

$$x = \frac{\Delta x}{10} \cdot \left(1 + 12 \cdot \frac{t}{t_3} \right); \quad \dot{x} = \frac{6 \cdot \Delta x}{5 \cdot t_3} = const; \quad \ddot{x} = 0; \quad \ddot{x} = 0; \quad (30)$$

– на ділянці гальмування:

$$\begin{aligned} x &= \Delta x - \frac{3 \cdot \Delta x}{5} \cdot \left(15552 \cdot \frac{t^6}{t_3^6} - 7776 \cdot \frac{t^5}{t_3^5} + 1080 \cdot \frac{t^4}{t_3^4} - 2 \cdot \frac{t}{t_3} + \frac{1}{6} \right); \\ \dot{x} &= -\frac{6 \cdot \Delta x}{5} \cdot \left(46656 \cdot \frac{t^5}{t_3^6} - 19440 \cdot \frac{t^4}{t_3^5} + 2160 \cdot \frac{t^3}{t_3^4} - \frac{1}{t_3} \right); \\ \ddot{x} &= -7776 \cdot \Delta x \cdot \left(36 \cdot \frac{t^4}{t_3^6} - 12 \cdot \frac{t^3}{t_3^5} + \frac{t^2}{t_3^4} \right); & \ddot{x} &= -15552 \cdot \Delta x \cdot \left(72 \cdot \frac{t^3}{t_3^6} - 18 \cdot \frac{t^2}{t_3^5} + \frac{t}{t_3^4} \right). \end{aligned} \quad (31)$$

Задавшись амплітудою переміщення формувального візка $\Delta x = 0,4 \text{ м}$ та загальним часом його руху від одного крайнього положення в інше $t_3 = 3 \text{ с}$, за виразами (29)–(31) було розраховано кінематичні характеристики та побудовано графіки зміни переміщення (рис. 1, а), швидкості (рис. 1, б), прискорення (рис. 1, в) та ривка (рис. 1, г) при русі формувального візка з одного крайнього положення в інше та у зворотному напрямку з оптимальним режимом реверсування за прискоренням третього порядку.

Закон руху візка, описаний рівняннями (29)–(31), може бути здійснений приводом від високомоментного крокового двигуна, що вмонтований в уочувальні ролики формувального візка установки. При цьому закон зміни кутової швидкості приводного крокового двигуна описується рівняннями:

Динаміка та міцність машин

– на ділянці розгону:

$$\dot{\varphi}_p = \frac{1}{R} \cdot \frac{2592 \cdot \Delta x}{5} \cdot \left(108 \cdot \frac{t^5}{t_3^6} - 45 \cdot \frac{t^4}{t_3^5} + 5 \cdot \frac{t^3}{t_3^4} \right); \quad (32)$$

– на ділянці усталеного руху:

$$\dot{\varphi}_y = \frac{1}{R} \cdot \frac{6 \cdot \Delta x}{5 \cdot t_3}; \quad (33)$$

– на ділянці гальмування:

$$\dot{\varphi}_z = \frac{1}{R} \cdot \frac{6 \cdot \Delta x}{5} \cdot \left(19440 \cdot \frac{t^4}{t_3^5} - 46656 \cdot \frac{t^5}{t_3^6} - 2160 \cdot \frac{t^3}{t_3^4} + \frac{1}{t_3} \right), \quad (34)$$

де R – радіус укочувальних роликів.

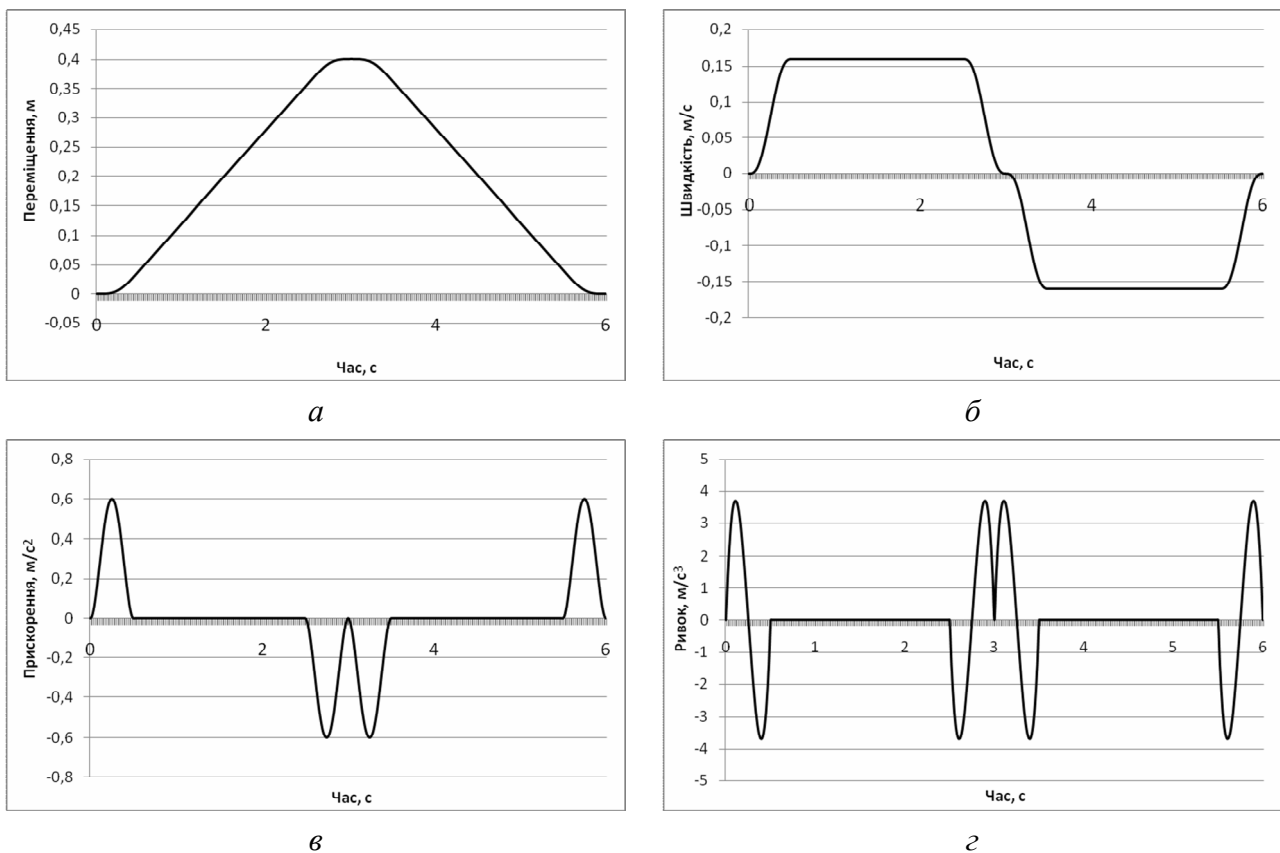


Рис. 1 – Графіки зміни переміщення – а, швидкості – б, прискорення – в та ривка – г при русі формувального візка з оптимальним режимом реверсування а прискоренням третього порядку

Прийнявши час розгону формувального візка $t_p = \frac{1}{6} \cdot t_3$, час усталеного руху – $t_y = \frac{2}{3} \cdot t_3$ та час гальмування – $t_z = \frac{1}{6} \cdot t_3$, отримуємо закон зміни кутової швидкості приводного крокового двигуна при русі формувального візка від одного крайнього положення до іншого:

$$\dot{\varphi} = \frac{2592 \cdot \Delta x}{5 \cdot R} \cdot \left(108 \cdot \frac{t^5}{t_3^6} - 45 \cdot \frac{t^4}{t_3^5} + 5 \cdot \frac{t^3}{t_3^4} \right), \quad 0 \leq t \leq \frac{1}{6} \cdot t_3; \quad (35)$$

$$\dot{\varphi} = \frac{6 \cdot \Delta x}{5 \cdot t_3 \cdot R}, \quad \frac{1}{6} \cdot t_3 < t < \frac{5}{6} \cdot t_3; \quad (36)$$

$$\dot{\varphi} = \frac{6 \cdot \Delta x}{5 \cdot R} \cdot \left(19440 \cdot \frac{\left(t - \frac{5}{6} \cdot t_3\right)^4}{t_3^5} - 46656 \cdot \frac{\left(t - \frac{5}{6} \cdot t_3\right)^5}{t_3^6} - 2160 \cdot \frac{\left(t - \frac{5}{6} \cdot t_3\right)^3}{t_3^4} + \frac{1}{t_3} \right), \quad \frac{5}{6} \cdot t_3 < t \leq t_3. \quad (37)$$

Аналогічно визначається закон зміни кутової швидкості приводного крокового двигуна при русі формувального візка у зворотному напрямку:

$$\dot{\varphi} = -\frac{2592 \cdot \Delta x}{5 \cdot R} \cdot \left(108 \cdot \frac{(t - t_3)^5}{t_3^6} - 45 \cdot \frac{(t - t_3)^4}{t_3^5} + 5 \cdot \frac{(t - t_3)^3}{t_3^4} \right), \quad t_3 \leq t \leq \frac{7}{6} \cdot t_3; \quad (38)$$

$$\dot{\varphi} = -\frac{6 \cdot \Delta x}{5 \cdot t_3 \cdot R}, \quad \frac{7}{6} \cdot t_3 < t < \frac{11}{6} \cdot t_3; \quad (39)$$

$$\dot{\varphi} = -\frac{6 \cdot \Delta x}{5 \cdot R} \cdot \left(19440 \cdot \frac{\left(t - \frac{11}{6} \cdot t_3\right)^4}{t_3^5} - 46656 \cdot \frac{\left(t - \frac{11}{6} \cdot t_3\right)^5}{t_3^6} - 2160 \cdot \frac{\left(t - \frac{11}{6} \cdot t_3\right)^3}{t_3^4} + \frac{1}{t_3} \right), \quad \frac{11}{6} \cdot t_3 < t \leq 2 \cdot t_3. \quad (40)$$

З метою зменшення динамічних навантажень в елементах установки та для підвищення її надійності запропоновано конструкцію установки з приводним механізмом для забезпечення зворотно-поступального руху формувального візка з оптимальним режимом реверсування за прискоренням третього порядку (рис. 2). Установка складається з формувального візка 1, що змонтований на порталі 2, і здійснює зворотно-поступальний рух у напрямних 3 над порожниною форми 4. Формувальний візок вміщує подавальний бункер 5 та укочувальні ролики 6 на осі 7.

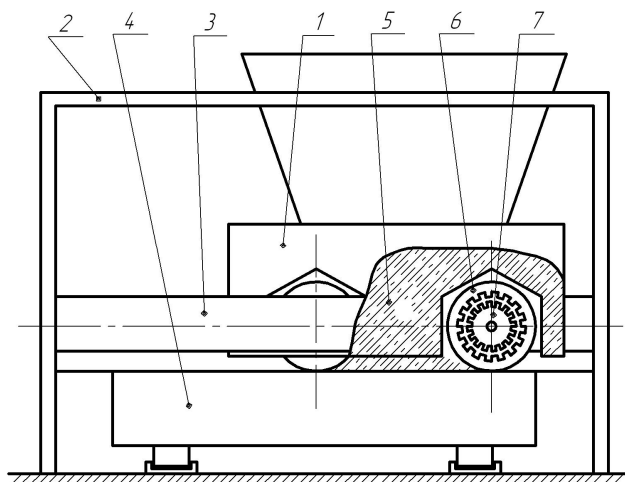


Рис. 2 – Роликів формувальна установка з приводом від крокового двигуна

Візок приводиться в зворотно-поступальний рух за допомогою високомоментного крокового двигуна, який вмонтовано в ролики, причому вісь ролика виконує роль статора, а сам ролик – ротора [8].

При застосуванні в установці приводу від високомоментного крокового двигуна, що вмонтований в укочувальні ролики, закон зміни кутової швидкості якого описаний наведеними вище рівняннями, підвищується якість поверхні оброблюваної бетонної суміші, зменшуються динамічні навантаження в елементах приводного механізму, зникають зайві руйнівні навантаження на рамну конструкцію і, відповідно, підвищується надійність та довговічність установки в цілому.

Висновки

1. В результаті проведених досліджень з метою підвищення надійності та довговічності роликів формувальної установки розраховано комбінований режим зворотно-поступального руху формувального візка з оптимальним реверсуванням за прискоренням третього порядку.

Динаміка та міцність машин

2. Розроблено конструкцію роликів формувальної установки з приводом від високомоментного крокового двигуна, що вмонтований в укочувальні ролики формувального візка установки.

3. Застосування в установці приводу від високомоментного крокового двигуна, що вмонтований в укочувальні ролики і реалізує оптимальний режим реверсування за прискоренням третього порядку приводить до підвищення якості поверхні оброблюваної бетонної суміші, зменшення динамічних навантажень в елементах приводного механізму, зникненню зайвих руйнівних навантажень на рамну конструкцію і, відповідно, до підвищення надійності та довговічності установки в цілому.

4. Результати роботи можуть в подальшому бути корисними для уточнення та удосконалення існуючих інженерних методів розрахунку приводних механізмів машин роликів формувальних як на стадіях проектування/конструювання, так і в режимах реальної експлуатації.

Список використаних джерел:

1. Гарнець В. М. Прогресивні бетоноформуючі агрегати і комплекси / В. М. Гарнець. – Київ: Будівельник, 1991. – 144 с.
2. Кузин В. Н. Технология роликового формования плоских изделий из мелкозернистых бетонов: автореф. дис. ... канд. техн. наук / В. Н. Кузин / Науч.-исслед. ин-т бетона и железобетона. – М., 1981. – 20 с.
3. Рюшин В. Т. Исследование рабочего процесса и разработка методики расчета машин роликового формования бетонных смесей : дис. канд. техн. наук / В. Т. Рюшин ; Киев. нац. ун-т стр-ва и архитектуры. – Киев, 1986. – 212 с.
4. Ловейкін В. С. Динамічний аналіз роликів формувальної установки з рекуперативним приводом / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: пр. I-ї Міжнародної науково-технічної конференції (DSR AM-I). – Тернопіль, 2004. – С. 507–514.
5. Ловейкін В. С. Результати експериментальних досліджень режимів руху роликів формувальної установки з рекуперативним приводом / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Вісник Харківського національного університету сільського господарства ім. П. Василенка. – Харків, 2007. – № 59, т. 1. – С. 465–474.
6. Ловейкін В. С. Визначення оптимального значення кута зміщення кривошипів роликів формувальної установки з рекуперативним приводом / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: укр. міжвід. наук.-техн. зб. / Нац. ун-т «Львів. Політехніка» – Львів, 2007. – № 41. – С. 127–134.
7. Ловейкин В. С. Расчёты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин: учеб. пособие / В. С. Ловейкин. – Киев: УМК ВО, 1990. – 168 с.
8. Пат. 105744 А. Україна, МПК В 28 В 13/00. Установка для формирования виробів з бетонних сумішей / В. С. Ловейкін, К. І. Почка, Ю. В. Човнюк, М. Г. Діктерук : Нац. ун-т біоресурсів і природокористування України. – № а 2013 09305 ; заявл. 25.07.2013 ; опубл. 10.06.2014, Бюл. № 11.

References

1. Harnets, V 1991, *Prohresyvni betonoformuiuchi ahrehaty i komplekxy*, Kyiv, Budivelnik.
2. Kuzin, V 1981, 'Tekhnologiya rolikovogo formovaniya ploskikh izdeliy iz melkozernistykh betonov', Kand. tekh. n. abstract, Nauchno-issledovatel'skiy institut betona i zhelezobetona, Moskva.
3. Ryushin, V 1986, 'Issledovanie rabocheho protsessa i razrobotka metodiki rascheta mashin rolikovogo formovaniya betonnykh smesey', Kand. tekh. n. thesis, Kyivskiy natsionalniy universytet budivnyctva i arkhitektury, Kyiv.
4. Loveikin, V & Pochka, K 2004, 'Dynamichnyi analiz rolykovoї formovachnoi ustanovky z rekuperatsiynym pryvodom', *Dynamika, mitsnist i nadiinist silskohospodarskykh mashyn, Pr. I-i Mizhnarodnoi naukovo-tekhnichnoi konferentsii (DSR AM-I)*, Ternopil, pp. 507-514.
5. Loveikin, V & Pochka, K 2007, 'Rezultaty eksperymentalnykh doslidzhen rezhymiv rukhu rolykovoї formovalnoi ustanovky z rekuperatsiynym pryvodom', *Visnyk Kharkivskoho natsionalnoho universytetu silskoho gospodarstva im. P. Vasylenka*, no 59, vol. 1, pp. 465-474.
6. Loveikin V & Pochka, K 2007, 'Vyznachennia optymalnoho znachennia kuta zmishchennia kryvoshypiv rolykovoї formovalnoi ustanovky z rekuperatsiynym pryvodom', *Avtomatyzatsiia vyrobnychyykh protsesiv u mashynobuduvanni ta prylyadobuduvanni*, no. 41, pp. 127-134.
7. Loveikyn, V 1990, *Raschety optimalnykh rezhimov dvizheniya mekhanizmov stroitelnykh mashin*, UMK VO, Kyiv.
8. Loveikin, V, Pochka, K, Chovniuk, Iu & Dikteruk, M 2014, *Ustanovka dlia formuvannia vyrobiv z betonnykh sumishei*, UA Patent 105744.

Стаття надійшла до редакції 15 жовтня 2015 р.

УДК 621.876

**ДИНАМИКА БАРАБАННЫХ ЛИФТОВЫХ ПОДЪЕМНИКОВ
КАК МНОГОМАССОВЫХ СИСТЕМ**

©Осипова Т. Н.

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

Осипова Тетяна Миколаївна: ORCID: 0000-0002-1915-4734; tanya_338@mail.ru; асистент кафедри металоріжучого обладання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Проведен анализ литературных источников по изучению динамики лифтов и подъемных машин, которые весьма сходны с лифтами по своей конструкции. В основном рассматривалась динамика лифтов со шкивом трения, а в данной работе изучаются динамические процессы колебательного характера в канатах барабанных лифтовых подъемников.

Приведена конструкция лифтовой подъемной установки и ее динамическая схема с дискретными массами в моментах сил упругости. При построении эквивалентной динамической схемы лифта рассмотрен валопровод (подъемный барабан, муфты, редуктор, электродвигатель) лебедки с точки зрения построение одной дискретной массы в виду большой жесткости валов по сравнению с канатами.

Получено математическое описание динамических процессов колебательного характера в канатах лифта в виде аналитического дифференциального уравнения.

Ключевые слова: лифтовой подъемник; динамика; математическая модель; дифференциальное уравнение.

Осипова Т. М. «Динаміка барабанных ліфтових підійомників як багатомасових систем».

Проведений аналіз літературних джерел по вивченню динаміки ліфтів і підіймальних машин, які вельми схожі з ліфтами по своїй конструкції. В основному розглядалася динаміка ліфтів з шківом тертя, а в даній роботі вивчаються динамічні процеси коливального характеру в канатах барабанных ліфтових підійомників.

Приведена конструкція ліфтової підіймальної установки і її динамічна схема з дискретними масами в моментах сил пружності. При побудові еквівалентної динамічної схеми ліфта розглянутий валопровід (підіймальний барабан, муфти, редуктор, електродвигун) лебідки з точки зору побудови однієї дискретної маси з причини великої жорсткості валів в порівнянні з канатами.

Отриманий математичний опис динамічних процесів коливального характеру в канатах ліфта у вигляді аналітичного диференціального рівняння.

Ключові слова: ліфтовий підійомник; динаміка; математична модель; диференціальне рівняння.

Osypova T. “Dynamics drum elevator lifts as a multibody systems”.

The analysis of the literary sources for the study of the dynamics of lifts and lifting machinery, which are very similar to elevators in design. Focused on the dynamics of lifts with the pulley friction, and in this paper, we study the dynamic processes of oscillatory nature in the rope drum elevator lifts.

The design of the elevator hoist and its dynamic schema with discrete masses in the moments of the forces of elasticity. When constructing dynamic equivalent scheme of the considered elevator shafting (hoisting drum, coupling, reducer, motor) winch from the perspective of building a single discrete mass in view of the great rigidity of the shafts in comparison with the ropes.

The mathematical description of dynamic processes of oscillatory nature in the ropes of an elevator in the form of analytical differential equations.

Keywords: lift elevator, dynamics, mathematical model, differential equation.

1. Введение

Одной из разновидностей подъемных установок является лифт – стационарный подъемник периодического действия, в котором перемещение грузов или людей с одного уровня на другой производится в кабине, движущейся по направляющим, установленным в

Динаміка та міцність машин

огражденной со всех сторон шахте с запирающимися дверями для загрузки и разгрузки на обслуживаемых площадках. Лифты служат для вертикального перемещения в зданиях людей и грузов и состоят из лебедки, подъемных канатов, кабины, противовеса, направляющих, шахты с дверями, упоров, ограничителя, электрооборудования, машинного отделения [1–5].

2. Анализ литературных данных

Проблемы изучения работы лифта стоят на протяжении многих лет с момента изобретения Е. Г. Отисом безопасного лифта в 1852 г. [5]. В настоящее время основанная им компания обслуживает более 1,9 млн. лифтов по всему миру, что свидетельствует о важнейшей роли лифтов в современном хозяйстве.

Изучением динамики лифтов занимались такие отечественные специалисты, как Г. К. Корнеев [1, 6], М. Г. Коротков [1], П. И. Чутчиков [2], В. С. Ловейкин [7], С. Н. Кожевников [8], П. М. Соловьев [9] и другие. В работе [10] рассматривалась динамика лифтовой установки как многомассовой системы с упругими связями и шкивом трения и приводится система дифференциальных уравнений движения лифта. Вопросами изучения динамики барабанных подъемных машин, которые весьма сходны с лифтами по своей конструкции, занимались А. Н. Голубенцев [11], В. И. Дворников [12], А. Г. Степанов [13].

3. Цель и задачи исследования

Целью данной работы является изучение динамических процессов в канатах барабанных лифтовых подъемников.

Для достижения поставленной цели необходимо построить крутильную динамическую схему лифтового подъемника в моментах сил упругости и получить математическое описание динамических процессов колебательного характера в канатах лифта.

4. Построение динамической схемы лифтового подъемника

На рис. 1 показана схема лифтовой подъемной установки, на рис. 2 – оборудование лебедки.

При построении динамической эквивалентной схемы лифтового подъемника рассмотрим оборудование подъемной лебедки с точки зрения построения ее одной дискретной массы. Передаточное число редуктора, имеющего червячную передачу, равно 60. Червячный вал редуктора, расположен под червячным колесом и с помощью эластичной муфты соединен с электродвигателем. При приведении валопровода (подъемный барабан, муфты, редуктор, электродвигатель) лебедки к оси органа навивки жесткость валов, расположенных до редуктора (не на оси органа навивки), умножается на квадрат передаточного числа червячной пары 60^2 . Это приводит к тому, что приведенный вал имеет значительно большую жесткость по сравнению с жесткостью канатов. Это дает право объединить все приведенные дискретные массы валопровода в одну, считая жесткости валов бесконечными и абсолютно жесткими.

В результате преобразований динамическая эквивалентная схема лифтового подъемника может быть представлена трехмассовой схемой с канатами и суммарной массой валопровода (см. рис. 3).

Нас интересуют усилия в подъемных канатах лифта. Они могут быть определены по эквивалентной крутильной динамической схеме, представленной на рис. 4.

Динамические нагрузки канатов крутильной трехмассовой динамической модели лифта описываются следующей системой обыкновенных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами в моментах сил упругости:

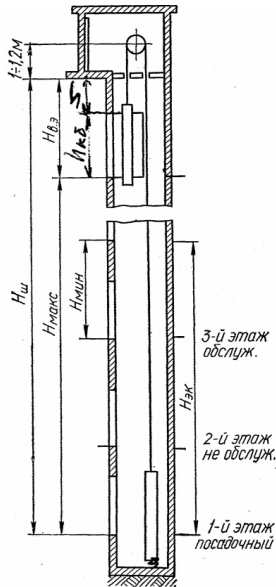


Рис. 1 – Схема лифтового подъемника

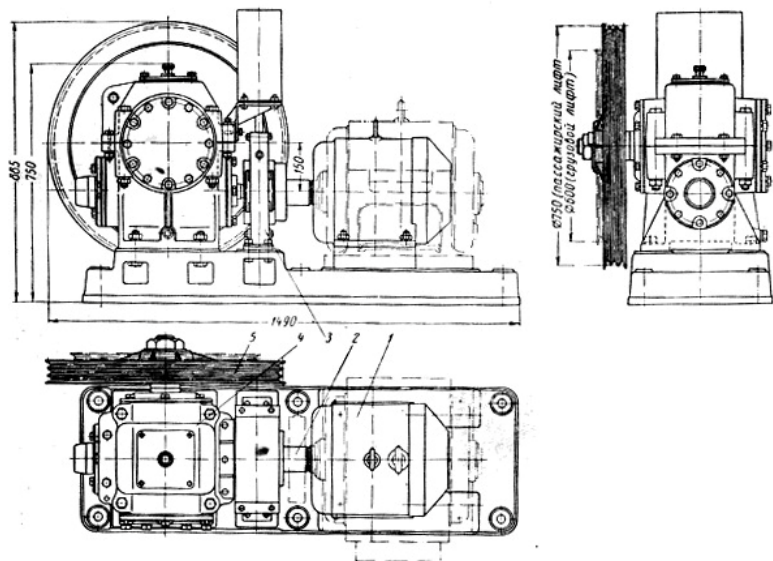


Рис. 2 – Унифицированная лебедка пассажирского лифта грузоподъемностью 350 кг:
1 – электродвигатель; 2 – упругая муфта;
3 – тормоз с электромагнитом; 4 – глобоидальный редуктор;
5 – канатоведущий шкив

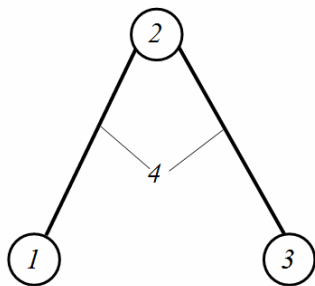


Рис. 3 – Эквивалентная динамическая схема лифтового подъемника:
1 – масса подъемного сосуда;
2 – суммарная масса приведенных дискретных масс валопровода;
3 – масса противовеса;
4 – подъемные канаты

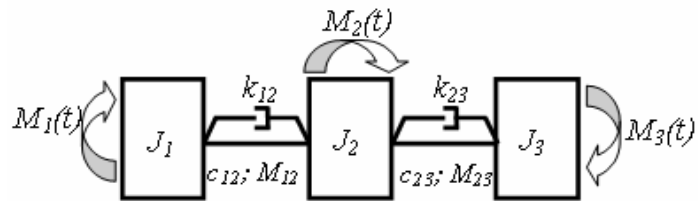


Рис. 4 – Эквивалентная крутильная динамическая схема лифтового подъемника в моменты сил упругости: c_{12}, c_{23} – приведенные крутильные жесткости канатов; M_{12}, M_{23} – приведенные моменты сил упругости в канатах; k_{12}, k_{23} – коэффициенты диссипации; J_1, J_2, J_3 – приведенные моменты инерции дискретных масс лифта; $M_1(t), M_2(t), M_3(t)$ – постоянные по величине приведенные к оси органа навивки внешние моменты

$$\left. \begin{aligned} \ddot{M}_{12} + k_{12} \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right) \dot{M}_{12} + \beta_{12}^2 M_{12} - \frac{c_{12} k_{23}}{c_{23} J_2} \dot{M}_{23} - \frac{c_{12}}{J_2} M_{23} &= \frac{c_{12}}{J_1} M_1(t) - \frac{c_{12}}{J_2} M_2(t); \\ \ddot{M}_{23} + k_{23} \left(\frac{1}{J_2} + \frac{1}{J_3} \right) \dot{M}_{23} + \beta_{23}^2 M_{23} - \frac{c_{23} k_{12}}{c_{12} J_2} \dot{M}_{12} - \frac{c_{23}}{J_2} M_{12} &= \frac{c_{23}}{J_2} M_2(t) - \frac{c_{23}}{J_3} M_3(t), \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где $\beta_{12} = \sqrt{c_{12} \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right)}$, $\beta_{23} = \sqrt{c_{23} \left(\frac{1}{J_2} + \frac{1}{J_3} \right)}$ – парциальные частоты свободных колебаний двухмассовых систем.

Получена система из двух дифференциальных уравнений вынужденных колебаний трехмассовой системы лифта в случае внезапного приложения постоянных внешних моментов. Общее решение системы неоднородных дифференциальных уравнений в случае

Динаміка та міцність машин

комплексных корней частотного уравнения равно сумме общего решения однородного уравнения и частного решения неоднородного уравнения, которое имеет вид:

$$\begin{aligned} M_{12} &= \overline{M}_{12} + \overline{\overline{M}}_{12} = e^{-\alpha_1 t} (B_{12}^{(1)} \cos \beta_1 t + C_{12}^{(1)} \sin \beta_1 t) + e^{-\alpha_2 t} (B_{12}^{(2)} \cos \beta_2 t + C_{12}^{(2)} \sin \beta_2 t) + \overline{\overline{M}}_{12}; \\ M_{23} &= \overline{M}_{23} + \overline{\overline{M}}_{23} = e^{-\alpha_1 t} (B_{23}^{(1)} \cos \beta_1 t + C_{23}^{(1)} \sin \beta_1 t) + e^{-\alpha_2 t} (B_{23}^{(2)} \cos \beta_2 t + C_{23}^{(2)} \sin \beta_2 t) + \overline{\overline{M}}_{23}; \end{aligned} \quad (2)$$

где $B_{12}^{(1)}, B_{12}^{(2)}, C_{12}^{(1)}, C_{12}^{(2)}, B_{23}^{(1)}, B_{23}^{(2)}, C_{23}^{(1)}, C_{23}^{(2)}$ – постоянные коэффициенты;
 $\alpha_1, \alpha_2, \beta_1, \beta_2$ – коэффициенты корней характеристического уравнений;
 $\overline{M}_{12}, \overline{M}_{23}$ – общее решение системы уравнений;
 $\overline{\overline{M}}_{12}, \overline{\overline{M}}_{23}$ – частное решение системы уравнений.

Выводы

Получена трехмассовая крутильная динамическая схема лифтовой установки и составлена система дифференциальных уравнений колебаний канатов в моментах сил упругости как колебания трехмассовой механической системы. Решение системы уравнений приведено в аналитическом виде.

Список использованных источников:

1. Лифты пассажирские и грузовые / [Г. К. Корнеев, М. Г. Коротов, И. С. Моцохейн, Б. В. Жданов]. – М. : Машгиз, 1958. – 568 с.
2. Пассажирские лифты / [П. И. Чутчиков, Н. Е. Дроздов, А. А. Абрамов, В. Г. Ермишкин, А. В. Толмачев]; под ред. канд. техн. наук П. И. Чутчикова. – М. : Машиностроение, 1978. – 142 с.
3. Ушаков П. Н. Краны и лифты промышленных предприятий : справочник / П. Н. Ушаков, М. Г. Бродский. – М. : Metallurgiya, 1974. – 352 с.
4. Павлов Н. Г. Лифты и подъемники / Н. Г. Павлов. – М. : Машиностроение, 1965. – 204 с.
5. Продукция компании ОТИС [Электронный ресурс] / Сайт Otis Elevator Company. – Режим доступа: <http://www.otis.com/site/ua/Pages/Elevators.aspx?menuId=2>
6. Корнеев Г. К. Исследование ускорений движения кабины лифта / Г. К. Корнеев. – М. : Машгиз, 1954. – 254 с.
7. Ловейкин В. С. Оптимизация режимов движения механизмов грузоподъемных машин для транспортирования пассажиров / В. С. Ловейкин // Подъемн.-трансп. оборуд. : Респ. межвед. науч.-техн. сб. – Киев, 1991. – Вып. 22. – С. 9–14.
8. Кожевников С. Н. Оптимизация переходного процесса во времени затухания в подъемном лифте / С. Н. Кожевников, П. М. Соров // Механика машин. – 1971. – Вып. 39-40. – С. 18–21.
9. Соров П. М. Исследование переходных процессов в механизмах подъема лифтов : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.05 «Подъемно-транспортные машины» / П. М. Соров. – К., 1972. – 19 с.
10. Степанов А. В. Математическая модель динамики лифта с распределенной массой каната [Электронный ресурс]. – Донецк, 2009. <http://www.uran.donetsk.ua/~masters/2009/fema/stepanov/diss/index.htm>
11. Голубенцев А. Н. Динамика переходных процессов в машинах со многими массами / Александр Николаевич Голубенцев. – М. : Машгиз, 1959. – 146 с.
12. Шахтный подъем: научно-производственное изд. / В. Р. Бежок, В. И. Дворников, И. Г. Манец, В. А. Пристром; общ. ред. Б. А. Грядущий, В. А. Корсун. – Донецк : ООО «Юго-Восток Лтд», 2007. – 624 с.
13. Степанов А. Г. Динамика машин / Анатолий Григорьевич Степанов. – Екатеринбург : УрО РАН, 1999. – 304 с.

References

1. Korneyev, G, Korotov, M, Motsokheyn, I & Zhdanov, B 1958, *Lifty passazhirskiy i gruzovyye*, Mashgiz, Moskva.
2. Chutchnikov, P, Drozdov, N, Abramov, A, Ermishkin, V & Tolmachev, A 1978, *Passazhirskiy lifty*, Mashinostroeniye, Moskva.
3. Ushakov, P & Brodskiy, M 1974, *Krany i lifty promyshlennykh predpriyatiy*, Metallurgiya, Moskva.
4. Pavlov, N 1965, *Lifty i podyemniki*, Mashinostroeniye, Moskva.
5. Otis, *Produktsiya kompanii OTIS*, viewed 30 November 2015, <<http://www.otis.com/site/ua/Pages/Elevators.aspx?menuId=2>>.
6. Korneyev, G 1954, *Issledovaniye uskoreniy dvizheniya kabiny lifta*, Mashgiz, Moskva.
7. Loveykin, V 1991, 'Optimizatsiya rezhimov dvizheniya mekhanizmov gruzopodyemnykh mashin dlya transportirovaniya passazhirov', *Podyemno-transportnoye oborudovaniye*, iss. 22, pp. 9–14.
8. Kozhevnikov, S, Sovov, P 1971, 'Optimizatsiya perekhodnogo protsessa vo vremeni zatukhaniya v podyemnom lifte', *Mekhanika mashin*, iss. 39-40, pp. 18–21.
9. Sovov, P 1972, 'Issledovaniye perekhodnykh protsessov v mekhanizмах podyema liftov', *Kand.tekh.n. abstract*, Kyiv.
10. Stepanov, A 2009, 'Matematicheskaya model dinamiki lifta s raspredelennoy massoy kanata', viewed 30 November 2015, <<http://www.uran.donetsk.ua/~masters/2009/fema/stepanov/diss/index.htm>>.
11. Golubentsev, A 1959, *Dinamika perekhodnykh protsessov v mashinakh so mnogimi massami*, Mashgiz, Moskva.
12. Gryadushchiy, B, Korsun, V, Bezhok, V, Dvornikov, V, Manets, I & Pristrom, V 2007, *Shakhtnyy podyem: Nauchno-proizvodstvennoye izdaniye*, ООО "Yugo-Vostok Ltd", Donetsk.
13. Stepanov, A 1999, *Dinamika mashin*, UrO RAN, Ekaterinburg.

Стаття надійшла до редакції 25 листопада 2015 р.

УДК 621.9.02

**К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВЫБОРА РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА ДЛЯ
ОБРАБОТКИ СФЕР ЗАПОРНОЙ АРМАТУРЫ**

©Мелконов Г. Л.

*Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля***Інформація про автора:**

Мелконов Григорій Леонідович: ORCID: 0000-0002-7522-459X; g_melkonov@mail.ru; кандидат технічних наук; доцент кафедри машинобудування, верстатів та інструментів; Східноукраїнський національний університет ім. В.Даля; проспект Радянський 59-а, м. Сєверодонецьк, 93400, Україна.

В статье уточнены сущность и методы обработки валковых калибров, определены режимы резания и некоторые виды конструкций режущих инструментов металлорежущих станков и материалы. Станочное оборудование для механической обработки прокатных валков подразделяется на основное и вспомогательное. К основному технологическому оборудованию относятся такие станки которые имеют применение непосредственно в технологическом процессе промышленного изготовления винтовых волновых калибров. К вспомогательному оборудованию такого рода относятся станки, предназначенные для изготовления режущего инструмента, заточки инструмента и приспособлений. В ходе проведенных исследований можно сделать вывод о том, что значительным резервом повышения производительности труда при чистовом точении рабочих ручьев винтовых волновых калибров является использование для этой цели принудительно вращающихся чашечных резцов. Нестабильность вращения возникает из-за постоянного контакта правой и левой реборд, что в свою очередь приводит к торможению и остановке резца.

Ключевые слова: винтовой калибр, режущие инструменты, металлорежущие станки, материалы, заточка, приспособление, волновые калибры, прокатные валки.

Мелконов Г. Л. «До питання визначення вибору ріжучого інструмента для обробки сфер запірної арматури».

У статті уточнено сутність і методи обробки валків калібрів, визначені режими різання і деякі види конструкцій ріжучих інструментів металорізальних верстатів і матеріали. Верстатне обладнання для механічної обробки прокатних валків підрозділяється на основне і допоміжне. До основного технологічного устаткування відносяться такі верстати які мають застосування безпосередньо в технологічному процесі промислового виготовлення гвинтових хвильових калібрів. До допоміжного устаткування такого роду відносяться верстати, призначені для виготовлення ріжучого інструменту, заточування інструменту і пристосувань. В ході проведених досліджень можна зробити висновок про те, що значним резервом підвищення продуктивності праці при чистового точіння робочих струмків гвинтових хвильових калібрів є використання для цієї мети примусово обертових чашкових різців. Нестабільність обертання виникає із-за постійного контакту правої і лівої реборд, що в свою чергу призводить до гальмування та зупинку різця.

Ключові слова: гвинтовий калібр; різальні інструменти; металорізальні верстати; матеріали; заточка; пристосування; хвильові калібри; прокатні валки.

Верстати та інструменти

Melkonov H. “On the determination of the choice of the cutting instrumentally processing spheres of valves”.

The article specifies the nature and methods of processing the rolls caliber, defined cutting conditions and certain types of designs of cutting tools of machine tools and materials. Machine equipment for machining rolls divided into main and auxiliary. The main technological equipment are such machines that have direct application in the process of industrial manufacture of screw wave gauges. К ancillaries such machines are intended for the manufacture of cutting tools, grinding tools and appliances. It was found that as a consequence of the low resistance of cup plates is necessary to stop the processing and output of the tool engagement with the workpiece. Following the withdrawal of the tool from the cutting zone release the screws that secure the plate and turn it at an angle of 90°–95° allows you to enter in the processing areas not worn out blades.

Keywords: screw gauge; cutting tools; machine tools; materials; sharpening; adaptation; the wave calibers; forming rolls.

1. Введение

В настоящее время обработка винтовых волновых калибров осуществляется на специальных токарных станках.

Все станочное оборудование для механической обработки прокатных валков подразделяется на основное и вспомогательное.

К основному технологическому оборудованию относятся станки, используемые непосредственно в технологическом процессе изготовления винтовых волновых калибров. К вспомогательному оборудованию относятся станки, предназначенные для изготовления, заточки инструмента, приспособлений и т.д.

2. Анализ литературных данных и постановка проблемы

Рассматривая технологию изготовления винтовых волновых калибров необходимо подробно остановиться на материалах из которого они изготавливаются, это является важной частью технологического процесса и требует особого внимания. Необходимо рассмотреть предлагаемые режимы резания для их обработки. Помимо материала и режимов обработки необходимо составить перечень металлорежущего оборудования, участвующего непосредственно в процессе обработки. Этим вопросом занимались такие учёные Соколов В. Е., Огарков Н. Н., Г. С. Гунн [1]. Они установили, что для обработки волновых калибров используются металлорежущие станки:

1. Токарные станки для центровки винтовых волновых калибров.
2. Токарные станки для черновой обточки.
3. Токарные станки для чистовой обработки.
4. Фрезерные станки для фрезеровки шпоночных пазов.
5. Шлифовальные станки для шлифовки валка.

3. Цель и задачи исследования

Целью исследования является обработка винтовых волновых калибров, используемых в качестве основного инструмента для производства шаров запорной арматуры [2].

Задачей исследования, данной статьи является обоснование возможных методов использования винтовых волновых калибров в качестве основного инструмента для производства шаров запорной арматуры.

4. Основной материал

Винтовые калибровочные валки для производства шаров для шарикоподшипников и мельничных шаров.

Материал с содержанием хрома и никеля (хромоникелевые валки СПХН-59, СПХН-62, СПХН-65) литые чугуны калибровочные винтовые валки.

Материал инструмента – ВК8, ВК6, ВК4, ВК3.

Режим резания: НВ – 400-480 СПХН-62

Обточка рабочей поверхности с продольной подачей: v , м/с

Винтовые калибровочные валки для производства шаров для шарикоподшипников и мельничных шаров.

Обточка рабочей поверхности с продольной подачей:

$$v, \text{ м/с} = \frac{0,08 - 0,1}{0,15} \quad (1)$$

$$S, \text{ мм/об} = \frac{1,5 - 2,5}{3,5 - 4,0} \quad (2)$$

$$t, \text{ мм} = \frac{3,0 - 3,5}{3,0 - 4,0} \quad (3)$$

Обточка рабочей поверхности с поперечной подачей:

$$v, \text{ м/с} = \frac{0,08 - 0,1}{0,1 - 0,12} \quad (4)$$

$$S, \text{ мм/об} = \frac{0,25 - 0,4}{0,25 - 0,4} \quad (5)$$

$$t, \text{ мм} = \frac{20}{30} \quad (6)$$

Обточка нерабочих поверхностей:

$$v, \text{ м/с} = 0,22 - 0,3 \quad (7)$$

$$S, \text{ мм/об} = 0,8 - 1,2 \quad (8)$$

$$t, \text{ мм} = 20 - 30 \quad (9)$$

Отрезка валка

$$v, \text{ м/с} = 0,2 - 0,23 \quad (10)$$

$$S, \text{ мм/об} = 0,3 - 0,5 \quad (11)$$

$$t, \text{ мм} = 30 \quad (12)$$

В числителе – режимы обработки для точения валков «по корке», в знаменателе – «после корки» [3].

На каждом заводе, изготавлиющем винтовые волновые калибры, осуществляют свой технологический процесс, отличающийся от других некоторыми техническими

Верстати та інструменти

особенностями. Каждый технологический процесс ведут на основании разработанных технологических инструкций и операционных карт.

Винтовые волновые калибры широкого применения для изготовления двутавров, рельсов шаров для шарикоподшипников и шаровых мельниц [4].

Подробно рассмотрим технологию изготовления винтовых волновых калибров работающих по принципу поперечного проката, при производстве шаров. Схема процесса представлена на рисунке 1. Круглый пруток задается в непрерывно вращающиеся валки, на боковой поверхности которых нарезаны винтовые калибры, имеющие обратный профиль по отношению к прокатываемому изделию. Прокатка сплошных изделий осуществляется на двухволновом стане. Передний конец прутка захватывается ребрами валков, начинает вращаться и, передвигаясь по оси калибра, постепенно обжимается, приобретая форму шара.

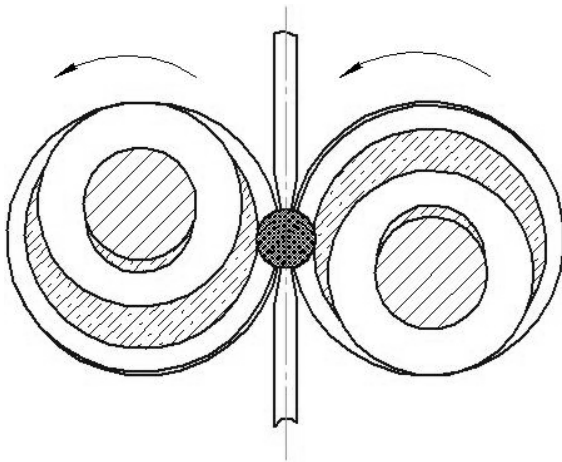


Рис. 1 – Схема прокатки шаров

В конце калибра изделие отделяется от тела прутка и выбрасывается из винтовых волновых калибров. В это же время передние реборды валков захватывают новую партию металла и процесс формообразования осуществляется непрерывно до тех пор пока не закончится весь пруток.

Как отмечалось ранее винтовые волновые калибры применяются для прокатки шаров. Технология изготовления валков, применяемая на заводе фирмы ООО «ШПС» следующая.

Заготовку прокатного вала на первой операции подвергают центровке. Для этого используются специальный фрезерно-центровальный станок.

В начале с двух сторон одновременно фрезеруются торцы, а затем также одновременно с двух сторон, на второй позиции, сверлятся два центровочных отверстия.

После этого заготовка передается на токарный станок. Модель станка выбирается в зависимости от диаметра и длины обрабатываемого вала.

На токарном станке предварительно протачивают шейки и бочку вала, начерно. Так как к прокатываемым шарам предъявляются повышенные требования по точности и шероховатости обработки поверхности, то и валы должны быть изготовлены с достаточно высокой точностью. Поэтому чистовую обработку шеек и бочки вала ведут на другом станке аналогичной модели с использованием люнетов [5].

Следующим шагом по обработке винтовых поверхностей шаропркатных валков является использование специализированного токарного оборудования. В конструкцию универсальных токарных станков модели 1А660; 1А661; 1Н63; 1Н65; РТ-117 и т.д. вносятся изменения, позволяющие обрабатывать винтовую поверхность. Этими конструктивными изменениями являются разработанные и установленные на станок копировальные механизмы. В конструкцию копировальных механизмов входят копировальные кулачки или

линейное копиры. Процесс точения винтовых волновых калибров сводится к следующим технологическим операциям: 1 – черновую 2 – чистовую.

Для чернового точения используются специальные фасонные резцы для черновой обработки ручьев валков (рис. 2).

Фасонные резцы представляют из себя твердосплавные пластины ВК8; ВК3Н напаянные на державку.

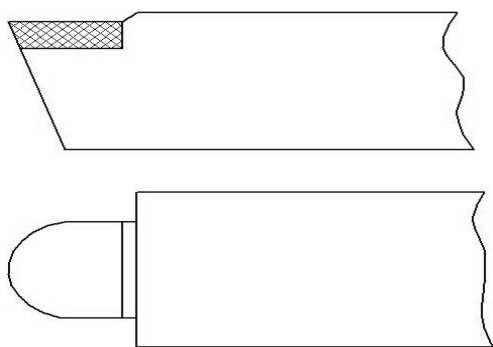


Рис. 2 – Фасонный резец

высота пластины и углы пластины [6].

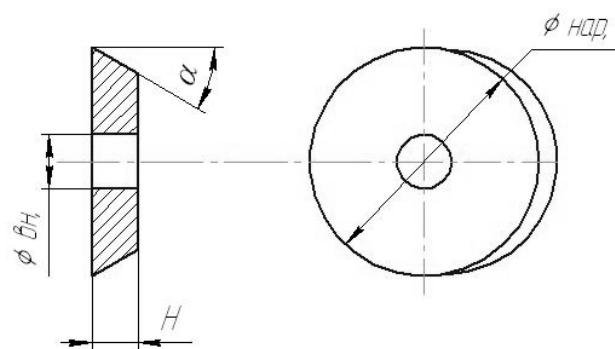


Рис. 3 – Чашечная пластина

пределах $Ra = 1,6 - 3,2$ мкм.

Токарную обработку винтовых поверхностей рабочих ручьев шаропркатных калибров ведут чашечными резцами до полного соответствия контуров ручья шаблону.

Однако метод применения в качестве режущего инструмента круглых чашечных пластин имеет ряд существенных недостатков: значительные силы и температура в зоне резания; высокие вибрации; большие силы резания значительно снижают стойкость режущего инструмента, а иногда приводят к разрушению режущей кромки [7].

В следствии низкой стойкости чашечных пластин приходится останавливать процесс обработки и выводить из зацепления с заготовкой резец.

После вывода резца из зоны резания отпускают винты крепления пластины и поворачивают ее на угол $90^\circ - 95^\circ$ – позволяющие ввести в процесс обработки неизношенные участки лезвия. Затем резец, посредством механизма копира, возвращают назад на 1-2 витка, сообщают вращения заготовки и вводят с ней в зацепление новый участок лезвия чашечного резца.

Верстати та інструменти

Такой схеме технологической обработки рабочих ручьев присуща не высокая производительность при изготовлении винтовых волновых калибров.

Большим резервом повышения производительности труда при чистовом точении рабочих ручьев винтовых волновых калибров является применение чашечных резцов с вращающейся режущей кромкой [8].

Существуют два метода вращения режущей кромки – самовращение и принудительное вращение.

Необходимо отметить, что применение самовращающихся резцов не целесообразно из-за нестабильного вращения.

Нестабильность вращения возникает из-за постоянного контакта правой и левой реборд, что в свою очередь приводит к торможению и остановке резца. Частые остановки и торможения ведут к резкому износу и «прижогам» рабочей кромки [9, 10].

Потому применение принудительно вращающихся резцов позволяет избежать подобных неприятностей. К основным преимуществам чашечных принудительно вращающихся резцов можно отнести следующие: стабильность вращения режущей кромки инструмента, независимое направление вращения инструмента от вращения заготовки; обеспечение оптимальной величины вращения режущей кромки инструмента, оптимизация режимов резания.

Выводы

В ходе проведённых исследований можно сделать вывод о том, что значительным резервом повышения производительности труда при чистовом точении рабочих ручьев винтовых волновых калибров является использование для этой цели принудительно вращающихся чашечных резцов.

Список использованных источников:

1. Гун А. С. Обработка прокатных валков / А. С. Гун, В. Е. Соколов, Н. Н. Огарков. – М.: Металлургия, 1983. – 112 с.
2. Северденко В. П. Валки для профильного проката / В. П. Северденко, Ю. Б. Бахтинов, В. Б. Бахтинов. – М.: Металлургия, 1979. – 224 с.
3. Бобров В. Ф. Основы теории резания металлов / В. Ф. Бобров. – М.: Машиностроение, 1975. – 345 с.
4. Макаров А. Д. Оптимизация процессов резания / А. Д. Макаров. – М.: Машиностроение, 1976. – 200 с.
5. Специальные прокатные станы / А. И. Целиков, М. В. Барбарич, М. В. Васильчиков, С. П. Грановский, Е. А. Жуневич-Стоша. – М.: Металлургия, 1971. – 336 с.
6. Мелконов Л. Д. Принудительно вращающийся чашечный резец / Л. Д. Мелконов // Машиностроение. – 1980. – № 3. – С. 19–23.
7. Мелконов Л. Д. Точение по методу обкатки / Л. Д. Мелконов // Автомобильная промышленность. – 1981. – № 4. – С. 29.
8. Мелконов Л. Д. Технологическое обеспечение качества и точности обработки валов принудительно вращающимися резцами: дис. ... канд. техн. наук / Л. Д. Мелконов; Московский политехн. ин-т. – М., 1985. – 188 с.
9. Ильюшин А. А. Сопrotivление материалов / А. А. Ильюшин, В. С. Ленски. – М.: Физматгиз, 1959. – 365 с.
10. Зорев Н. Н. Исследование элементов механики процесса резания / Н. Н. Зорев. – М.: Mashgiz, 1952. – 363 с.

References

1. Gun, A, Sokolov, V & Ogarkov, N 1983, *Obrabotka prokatnykh valkov*, Metallurgiya, Moskva.
2. Severdenko, V, Bakhtinov Yu & Bakhtinov, V 1979, *Valki dlya profilnogo prokata*, Metallurgiya, Moskva.
3. Bobrov, V 1975, *Osnovy teorii rezaniya metallov*, Mashinostroyeniye, Moskva.
4. Makarov, A 1976, *Optimizatsiya protsessov rezaniya*, Mashinostroyeniye, Moskva.
5. Tselikov, A, Barbarich, M, Vasilchikov, M, Granovskiy, S & Zhunevich-Stosha, E 1971, *Spetsialnye prokatnye stany*, Metallurgiya, Moskva.
6. Melkonov, L 1980, 'Prinuditelno vrashchayushchiysya chashechnyy rezets', *Mashinostroyeniye*, no. 3, pp. 19-23.
7. Melkonov, L 1981, 'Tocheniye po metodu obkatki', *Avtomobilnaya promyshlennost*, no. 4, pp. 29.
8. Melkonov, L 1985, 'Tekhnologicheskoye obespecheniye kachestva i tochnosti obrabotki valov prinuditelno vrashchayushchimiy reztami', *Kand.tekh.n. thesis*, *Moskovskiy politekhnicheskii institut*, Moskva.
9. Ilyushin, A & Lenski, V 1959, *Soprotivleniye materialov*, Fizmatgiz, Moskva.
10. Zorev, N 1952, *Issledovaniye elementov mekhaniki protsesssa rezaniya*, Mashgiz, Moskva.

Стаття надійшла до редакції 30 листопада 2015 р.

УДК 621.791.92

**THE INFLUENCE OF COMPOSITION HIGH-CARBON DEPOSITED METAL
ON STRUCTURE AND LAMELLAR TEARING**

©Petrenko A.

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

Петренко Андрій Миколайович: ORCID: 0000-0002-0081-398X; petrenkoandrew@mail.ru; кандидат технічних наук; доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

The work is deals with research composition of high carbon deposited metal on formation microstructures in the partially melted zone and initiation of cracks, lamellar tearing, as one of the most dangerous defects that occurs hard-facing layers. Experiments carried out for the series of compositions chromium-manganese high-carbon depositions with varying carbon content. Additionally, the influence of boron and titanium concentrations on the formation of such defects was research. Observed negative promotion increasing concentration of carbon for deposited metal and it is due to increasing volume effect of transformation of austenite to martensite. Latter initiate normal and shear stresses increasing in “light lamellar zone” of partially melted zone. Additionally alloying the deposited metal with titanium prevents cracking in the partially melted zone.

Keywords: cold cracks; lamellar tearing; deposited metal; hard-facing; alloying; boron; titanium.

Петренко А.М. «Вплив складу високовуглецевого боротитанового наплавленого металу на структуру і розвиток тріщин-відшаровувань»

Робота присвячена дослідженню зв'язку складу високовуглецевого наплавленого металу з утворенням мікроструктур в зоні сплавлення і розвитком тріщин-відшаровувань. Проведено експериментальні дослідження для серії складів високовуглецевого хромомарганцевого наплавленого металу з різним вмістом вуглецю. Додатково з'ясували вплив різних концентрацій бору і титану на утворення таких дефектів. Відзначено негативну дію підвищення концентрації вуглецю на стійкість хромистого наплавленого металу до відшаровування і воно пояснюється збільшенням ефекту об'ємного перетворення аустеніту в мартенсит. Останнє призводить до збільшення нормальних і сколюючих напружень у «світлій смузі» зони сплавлення. Введення в хромистий наплавлений метал титану запобігає появі білої смуги і розвитку тріщин в зоні сплавлення.

Ключові слова: холодні тріщини; відшаровування; наплавлений метал; зносостійкість; легування; бор; титан.

Петренко А. М. «Влияние состава высокоуглеродистого боротитанового наплавленного металла на структуру и развитие трещин-отслаиваний».

Работа посвящена исследованию связи состава высокоуглеродистого наплавленного металла с образованием микроструктур в зоне сплавления и развитием трещин-отслаиваний. Проведены экспериментальные исследования для серии составов высокоуглеродистого хромомарганцевого наплавленного металла с различным содержанием углерода. Дополнительно выясняли влияние различных концентраций бора и титана на образование таких дефектов. Отмечено отрицательное действие повышения концентрации углерода на стойкость хромистого наплавленного металла к

отслаиванию и оно объясняется увеличением эффекта объемного превращения аустенита в мартенсит. Последнее приводит к увеличению нормальных и скалывающих напряжений в «светлой полосе» зоны сплавления. Введение в хромистый наплавленный металл титана предотвращает появление белой полосы и развитие трещин в зоне сплавления.

Ключевые слова: холодные трещины; отслаивания; наплавленный металл; износостойкость; легирование; бор; титан.

1. Introduction the problem

In a weldments both the fusion zone and the heat affected zone can be formed so-called “cold” cracks. Named so because of occurrence at relatively moderate temperatures (considerably lower than the melting temperature or hot treatment) or room and low temperatures. The most typical type of “cold” cracks in weldments are transverse cracks close to the fusion boundaries in the heat affected zone (a), transverse cracks in the fusion zone (b) and cracks parallel to the fusion boundary, the so-called lamellar tearing. Universally accepted theory describing the nature of cold cracks, especially strain-age embitterment (which occur in days, weeks or months after welding) until now does not exist.

2. Survey of prior research

Quite a lot of experimental data and analytical information relating weldments of carbon and high-alloyed austenitic steels, nickel and titanium alloys are represented. For example, in [1-3] carried out a fundamental analysis of the issue of initiation cold cracking in weldments of martensitic and ferritic steels, and lamellar tearing in the heat affected zone (partially melted zone) parallel to the fusion boundary. At the same time, much less studied are issues associated with the cracking and tearing of high-carbon, high-alloy steels and cast irons as deposited metal. These cases often are more complicated and represented data from different authors [4-9] deals with especial cases, and represents data of experimental nature.

3. Exploration objective: are research relations of the composition of high-carbon deposited metal with the formation of microstructures in the fusion zone and the susceptibility of cracking and lamellar tearing.

4. Results of the research

The most potential material with high ability at a contact dynamic loading or abrasive wear [8, 9] are austenitic and martensitic-austenitic steel Fe-Mn-based, Fe-C-Mn and Fe-C-Cr-Mn, capable to intense hardening while loading due to the formation of “deformation martensite transformation”. That alloying system adopted as the basis for our research. In addition, taking into consideration the prospects of increasing wear resistance of deposited metal, alloying with titanium (1...3 %) and boron (0,1...0,5 %) are fulfilled. The chemical composition of the weld deposits in table 1.

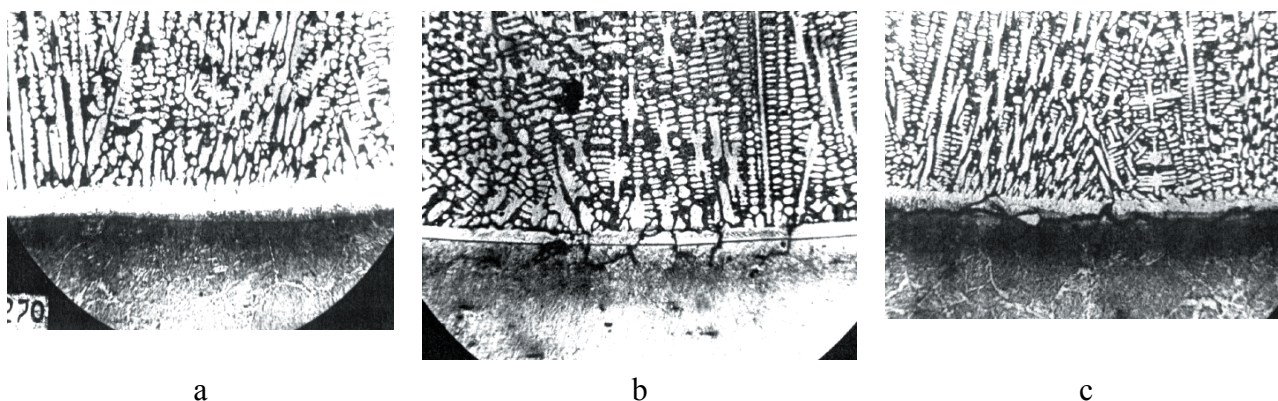
Microhardness of austenite welds increases with increasing carbon concentration (№1,2,3, table 2). A comparison of deposited metal composition 1 and 4, 5 shows that the alloying Fe-C-Cr-Mn deposited metal 0,11 %...0,25 boron also causes to a substantial increasing austenite hardness.

Partially melted zone (PMZ) has the “light lamellar zone” close to fusion boundary. It is quite clearly divided into two sections (figure 1):

- Bright structureless zone, located mainly in its upper part,
- Needle structure zone adjacent to the base metal.

Table 1 – Deposited metal chemical compositions

№ prototype	Elements concentration, %					
	C	Mn	Si	Cr	B	Ti
1	2,0	2,20	0,46	8,7	-	-
2	2,38	3,0	0,48	9,0	-	-
3	2,66	2,70	0,43	8,8	-	-
4	1,86	2,90	0,57	7,0	0,11	-
5	1,80	2,57	0,54	6,8	0,25	-
6	1,67	1,21	0,44	-	0,23	1,52
7	1,80	1,23	0,47	-	0,3	1,52
8	2,08	1,32	0,76	-	0,68	2,80
9	1,77	1,40	0,76	-	1,10	3,00
10	1,86	1,38	0,90	-	0,35	2,89
11	1,64	1,41	0,88	-	0,45	3,02

**Figure 1** – Microstructure Fe-C-Cr-Mn weld metal B and Ti alloyed and fusion zone (compositions No. 6, 8 and 4)

In heat affected zone, close to the fusion boundary metal has a compacted structure with a hardness of 330...430 kg/mm². The concentration of chromium at the “light lamellar zone” according to the local spectral analysis is 2...4 %. The carbon content was calculated for the distance of 0.03 mm from the fusion boundary is shown in table 3.

The microhardness of structureless part of “light lamellar zone” approximately equal to the hardness of austenite deposition. Hardness of needle-like structure is characteristic to bainite or bainite-martensite structure. Assuming, this case the initiation of cracking or lamellar tearing is the shear stresses occurring in the light lamellar zone.

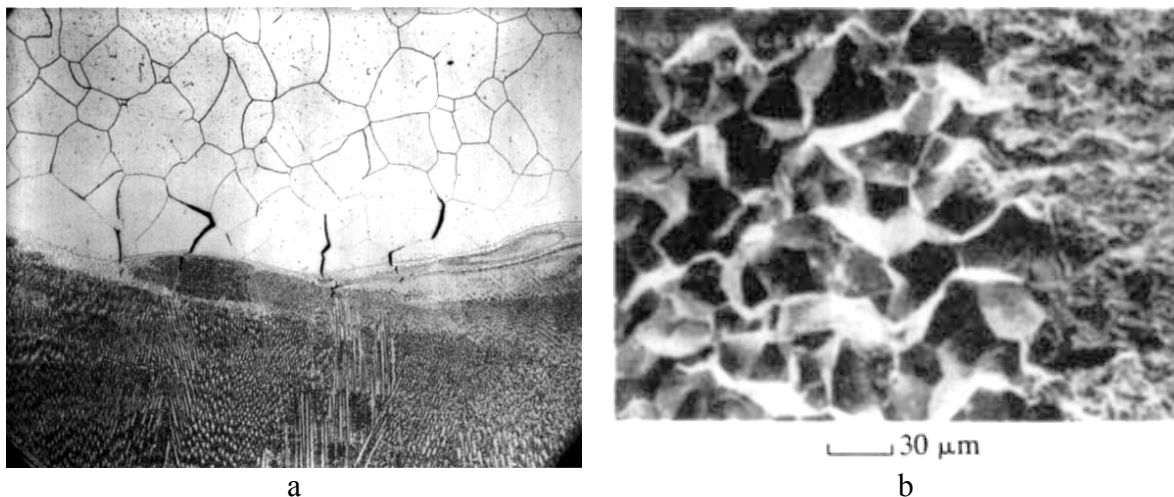
Table 2 – Microhardness different zones of deposited metal

№	PMZ width, mkm	Microhardness, kg/mm ²		
		Deposited metal (austenite)	Light lamellar zone	
			Structureless zone	Needle structure zone
1	20...30	203...209	251...259	456...492
2	20...40	319...331	441...343	522...547
3	20...50	319...333	319...331	547...603
4	20...30	227...287	268...277	-
5	20...30	297...307	357...396	-

Table 3 – Carbon concentration in light lamellar zone

№	Carbon concentration in the base metal, %	Carbon concentration in the deposited metal, %	Fusion boundary spacing, mm	Calculated carbon concentration, %
1	0,20	2,00	0,03	1,55
2	0,20	2,38	0,03	1,85
3	0,20	2,66	0,03	2,04

This thesis is confirmed by data showing the impact of carbon content in deposited metal on the microhardness of separate sections of the light lamellar zone and the tendency for metal within it to crack. As shown above, with increasing concentration of carbon increases the hardness of austenitic and bainite-martensite parts of the light lamellar zone. Since the cooling conditions in the all experiments remained unchanged, the increasing of hardness of needle zone can be considered due to increased concentration of carbon. The increasing concentration of carbon enforces the volume effect of austenite transformation, which facilitates the occurrence of lamellar tearing [6]. Indeed, if in light lamellar zone of deposited metal No. 1, containing 2.00 % of carbon, cracks is almost absent. While increasing concentration to 2.38 cracks will appear (figure 2).

**Figure 2** – Micro-cracks near the fusion boundary (a), surface of lamellar tearing fracture (b)

A further increasing of carbon concentration up to 2.66 % causes cracks at the fusion boundary on the greater part of its length. Cracks occur mainly in the zone of the needle structure, extending sometimes to structureless area and the heat affected zone (figure 1, b). Thus, the negative effect of increasing concentration of carbon on susceptibility of Fe-C-Cr-Mn deposited metal to lamellar tearing is not due to the reduction in the width of the interlayer, but increasing its hardness and volume effect of transformation of austenite to martensite. Which should cause to increasing of normal and shear stresses in “light lamellar zone”. This conclusion is confirmed by the crack initiation in heat affected zone of depositions with lower carbon content. Despite the increasing “light lamellar zone” width from a few microns up to 60 mkm the nature of the development of cracks and lamellar tearing was approximately the same as in the described experiments.

Alloying the deposited metal with boron (No. 4, 5) causes increasing hardness of austenite, as in fusion zone, so in the light lamellar zone. Increased hardness of the base metal close to fusion boundary of 350 kg/mm² (No. 3) to 410 kg/mm² and 512 kg/mm² for the weld metal containing

0,11 % and 0.25 % boron, respectively. Given the similarity of the chemical composition of samples No. 1 and No. 5 increasing the hardness of metal light lamellar zone and the base metal close to the fusion boundary can be explained by the influence of boron, the diffusion coefficient which closely spaced to carbon. So, both of it is able to diffuse sufficiently deep into the base metal from fusion boundary. Alloying with boron depositions with relatively low carbon content (No. 4, No. 5) cause cracks initiation mainly in needle structure zone.

Alloying with titanium [6] eliminates cracks and lamellar tearing when the concentration of boron is up to 0.68 % (No. 6,7,8). However, when the carbon concentration increases to 1,77 %, boron 1,1 % in the weld metal have already appeared a single hair-like cracks. With further increasing of carbon content and boron (No. 10,11) causes occurrence of cracks and tearing.

Summary and conclusions

1. The influence of carbon, boron and titanium on structure and properties of fusion zone high-carbon deposited metal was carried out.

2. Observed negative promotion increasing concentration of carbon for on the resistability of chromium deposited metal to lamellar tearing. Thus, the negative effect of increasing concentration of carbon on susceptibility of Fe-C-Cr-Mn deposited metal to lamellar tearing is not due to the reduction in the width of the interlayer, but increasing its hardness and volume effect of transformation of austenite to martensite.

3. Alloying with titanium eliminates formation of light lamellar zone, cracks and lamellar tearing.

References

1. Шоршоров М. Х. *Металловедение сварки стали и сплавов титана* / М. Х. Шоршоров. – М. : Наука, 1965. – 336 с.
2. Макаров Э. Л. *Холодные трещины при сварке легированных сталей* / Э. Л. Макаров. – М. : Машиностроение, 1981. – 248 с.
3. Lancaster J. F. *Metallurgy of welding* / J. F. Lancaster. – Cambridge : Abington Publishing, 1999. – 440 p.
4. Скульский В. Ю. Влияние легирования присадочного материала и свариваемой стали на структуру в зоне сплавления / В. Ю. Скульский // *Автоматическая сварка*. – 2006. – № 1. – С. 10–16.
5. Кальянов В. Н. Обоснование выбора ресурсосберегающих технологий наплавки / В. Н. Кальянов, В. А. Багров // *Информационные технологии: наука, техника, технология, освіта, здоров'я* : анот. доп. Міжнар. наук.-практ. конф. MicroCAD 2000, 24-25 трав. 2000 р., м. Харків. – Харків : НТУ "ХПІ". – С. 45.
6. Кальянов В. Н. Предупреждение холодных трещин и отслаиваний при наплавке сплавами системы Fe-C-Cr-Mn-Ti / В. Н. Кальянов, А. Н. Петренко // *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. – 2005. – № 3. – С. 12–16.
7. Kal'yanov V. N. Increasing the Endurance of Rolling Rolls by Depositing an Efficiently Alloyed Steel / V. N. Kal'yanov, A. V. Novitskaya // *Welding International*. – 1998. – N 12(4). – P. 322–325.
8. Чигарев В. В. Выбор экономнолегированных наплавочных материалов для различных условий ударно-абразивного воздействия / В. В. Чигарев, В. Л. Малинов // *Автоматическая сварка*. – 2000. – № 5. – С. 58–59.
9. Попов С. И. Износостойкость наплавленного металла рабочих органов строительно-дорожных машин / С. И. Попов // *Автоматическая сварка*. – 2000. – № 8. – С. 15–19.

References

1. Shorshorov, M 1965, *Metallovedeniye svarki stali i splavov titana*, Nauka, Moskva.
2. Makarov, E 1981, *Kholodnyye treshchiny pri svarke legirovannykh staley*, Mashinostroyeniye, Moskva.
3. Lancaster, J 1999, *Metallurgy of welding*, Abington Publishing, Cambridge.
4. Skulskiy, V 2006, 'Vliyaniye legirovaniya prisadochnogo materiala i svarivayemoy stali na strukturu v zone splavleniya', *Avtomaticheskaya svarka*, no. 1, pp. 10-16.
5. Kalyanov, V & Bagrov, V 2000, 'Obosnovaniye vybora resursoberegayushchikh tekhnologiy naplavki', *Informatsiini tekhnologii: nauka, tekhnika, tekhnolohiia, osvita, zdorovia. Anotatsii dopovidei mizhnarodnoi naukovopraktychnoi konferentsii MicroCAD'2000, Kharkiv, 24 – 25, may 2000*, pp. 45.
6. Kalyanov, V, & Petrenko, A 2005, 'Preduprezhdeniye kholodnykh treshchin i otslavaniy pri naplavke splavami sistemy Fe-C-Cr-Mn-Ti', *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, no. 3, pp. 12-16.
7. Kalyanov, V & Novitskaya, A 1998, 'Increasing the Endurance of Rolling Rolls by Depositing an Efficiently Alloyed Steel', *Welding International*, no. 12(4), pp. 322-325.
8. Chigarev, V & Malinov, V 2000, 'Vybor ekonomolegirovannykh naplavochnykh materialov dlya razlichnykh usloviy udarno-abrazivnogo vozdeystviya', *Avtomaticheskaya svarka*, no. 5, pp. 58-59.
9. Popov, S 2000, 'Iznosostoykost naplavlennogo metalla rabochikh organov stroitelno-dorozhnykh mashin', *Avtomaticheskaya svarka*, no. 8, pp. 15-19.

Стаття надійшла до редакції 12 листопада 2015 р.

УДК 621.791

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СПЛАВОВ СИСТЕМЫ Cr-Mn-Mo-Ti НА ОСНОВЕ ЖЕЛЕЗА

©Багров В. А.

Українська інженерно-педагогічна академія

Інформація про автора:

Багров Валерій Анатолійович: ORCID: 0000-0002-3014-9901; valerij011163@mail.ru; кандидат технічних наук; доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Цель работы: разработка и совершенствование экономнолегированных износостойких сталей и совершенствование имеющихся для восстановления и повышения стойкости и долговечности инструмента горячей обработки металла.

Эксперимент проводили автоматической наплавкой сварочными проволоками по слою легированного порошка с последующим исследованием химического состава и структуры наплавленного металла.

Установлено, что увеличение содержания Mn и Cr в наплавленном металле снижают активность углерода; увеличение количества фазы TiC повышает внутреннюю теплоту наплавленного металла. Повышению теплостойкости сплавов системы Cr-Mn-Ti на основе железа способствует увеличение содержания фазы [TiC]; введение [Mo] стабилизирует значения твердости при повышенных температурах, повышает теплостойкость и твердость.

На основании проведенных исследований разработана новая порошковая проволока, которая обеспечивает при наплавке химический состав стали 0,16...0,21 % C, 8,3...9,4 % Mn, 4,5...5,3 % Mo, 1,8...2,7 % Ti, до 1 % Si.

Ключевые слова: наплавка; порошковая проволока; легированный флюс; структура.

Багров В. А. «Удосконалення сплавів системи Cr-Mn-Mo-Ti на основі заліза».

Мета роботи: розробка і вдосконалення економічнолегованих зносостійких сталей і вдосконалення наявних для відновлення і підвищення стійкості і довговічності інструменту гарячої обробки металу.

Експеримент проводили автоматичним наплавленням зварювальними дротами з легованому шару порошку з наступним дослідженням хімічного складу і структури наплавленого металу.

Встановлено, що збільшення вмісту Mn та Cr в наплавленому металі знижують активність вуглецю; збільшення кількості фази TiC підвищує внутрішню теплоту наплавленого металу. Підвищення теплостійкості сплавів системи Cr-Mn-Ti на основі заліза сприяє збільшення вмісту фази [TiC]; введення [Mo] стабілізує значення твердості при підвищених температурах, підвищує теплостійкість і твердість.

На підставі проведених досліджень розроблено новий порошковий дріт, який забезпечує при наплавленні хімічний склад сталі 0,16...0,21 % C, 8,3...9,4 % Mn, 4,5...5,3 % Mo, 1,8...2,7 % Ti, до 1 % Si.

Ключові слова: наплавлення; порошковий дріт; легований флюс; структура.

Bagrov V. “The improved alloys of the system Cr-Mn-Mo-Ti iron-based”.

Objective: development and improvement of economically alloyed wear-resistant steels and the improvement of existing to restore and increase the stability and durability of the tool handling hot metal.

The experiment was conducted by automatic surfacing welding wires on a layer of doped powder with a follow-up study of the chemical composition and structure of weld metal.

It is established that the increased content of Mn and Cr in the weld metal and reduce the activity of carbon; increasing the amount of TiC phase increases internal warmth of the deposited metal. To improve the heat resistance of alloys of the system Cr-Mn-Ti Fe-based contributes to the increase in the maintenance phase [TiC]; introduction [Mo] stabilizes the hardness values at elevated temperatures, improves thermal stability and hardness.

On the basis of the conducted researches developed a new flux-cored wire which provides for welding chemical composition of steel...0,16 0,21 % C, 8,3...9,4 % Mn, and 4.5...to 5.3 % Mo, 1.8...2.7 % of Ti, up to 1 % Si.

Keywords: surfacing; flux-cored wire; alloyed; flux structure.

1. Постановка проблемы

Исследования, направленные на снижение энерго- и ресурсозатрат при восстановительной наплавке обрабатывающего инструмента и одновременном повышении его надежности и долговечности, в последнее время стали особенно актуальны. Практическое решение задачи осуществляется путем разработки новых и совершенствования имеющихся наплавочных материалов с экономнолегированными покрытиями и шихтой, применением оптимального способа их наплавки с учетом особенностей поведения материалов в реальных условиях. Особое внимание при совершенствовании наплавочных материалов уделяется материаловедческим разработкам износостойких экономнолегированных сплавов.

2. Анализ последних исследований

Служебные характеристики наплавленного металла, предназначенного для работы в различных условиях износа, определяются прежде всего системой легирования и как следствием этого, различным фазовым составом и структурой. При этом наименее благоприятной фазовой составляющей является феррит, поскольку имеет невысокий уровень твердости, износостойкости, вязкости и сопротивляемости разрушению.

Для повышения износостойкости широкое применение получили стали не только с мартенситной, но и аустенитно-мартенситной, аустенитно-карбидной и мартенситностареющей структурой.

Исследования, проведенные в проблемной лаборатории металловедения УПИ им. С. М. Кирова и, завершившееся разработкой материалов, работающих в условиях кавитации (стали 30X10Г10 и ОХ14АГ12М), положили начало разработке нового класса метастабильных аустенитных сталей, высокая эксплуатационная стойкость которых обеспечивается превращением аустенита в мартенсит в поверхностном слое деталей в процессе их нагружения.

Исследование общих закономерностей и роли деформационных мартенситных превращений в формировании свойств сталей проведено в работе [1]. На основе комплексного изучения взаимосвязи деформационного мартенситного превращения с физико-механическими свойствами метастабильных аустенитных сталей, а также стойкости их при различных видах

контактного нагружения были разработаны три основные группы износостойких сталей системы Fe-C-Cr-Mn, отличающиеся по содержанию углерода, марганца и хрома, предназначенных для различных условий эксплуатации в отношении воздействия истирающих и ударных нагрузок:

- 1) 0,5-0,7 % C, 7-10 % Mn, 3-5 % Cr;
- 2) 0,8-0,9 % C, 6-9 % Mn, 2-4 % Cr;
- 3) 1,0-1,4 % C, 6-9 % Mn, 0,8-2,5 % Cr.

В работах [2, 3] показана возможность значительного повышения износостойкости материала с различной долей метастабильного аустенита.

Изучению износостойкости материалов посвящено ряд работ, в которых нет единого мнения о влиянии твердости и структуры на износостойкость. В работах [3, 4] показано, что износостойкость возрастает в зависимости от увеличения твердости, а в работах [4, 5] – от структуры металла.

Для повышения износостойкости деталей и узлов в промышленности применяют значительное количество разнообразных материалов, которые классифицируют с учетом способности противостоять различным видам изнашивания. Для работы деталей в условиях молекулярно-механического, ударно-абразивного и абразивного износа широкое распространение получили стали, имеющие карбиды и бориды, в ледебурит и остаточный аустенит либо карбидно-боридную упрочняющую фазу в аустенитно-мартенситной матрице. Стали с подобной структурой имеют высокую твердость и удовлетворительную износостойкость, однако применение их не всегда обеспечивает необходимую износостойкость наплавленного слоя. Кроме этого, для их изготовления применяются в большом количестве дорогостоящие и дефицитные материалы. Одним из рациональных способов повышения стойкости наплавленного металла износу является многокомпонентное экономное легирование, с помощью которого удается получить стали с упрочняющей карбидной и интерметаллидной фазами и высокими физико-механическими характеристиками. Для этого при разработке наплавочных материалов используют различные карбидообразующие элементы – Cr, W, V, Nb и др. Наиболее широко применяемые износостойкие материалы в зависимости от вида износа приведены в табл. 1.

3. Экспериментальная часть

Наплавку производили трактором ТС-17М и автоматической головкой А-1416 на пластины размером 200x150x25 мм из стали 20, 500x300x40 мм из стали 45 и 400x50x40 из стали 5ХНМ. В качестве защитного флюса для наплавки порошковыми проволоками с системами легирования Cr-Mn-Ti и Cr-Mn-Mo-Ti на основе железа был принят флюс АН-22. Исходная основность флюса АН-22 - $B=1,4668$, химическая активность - $A_f=0,1819$.

Вырезку образцов для исследования химического и фазового составов, механических свойств из наплавленного металла производили абразивными отрезными кругами с последующей шлифовкой и полировкой.

Химический состав наплавленного металла определяли следующими методами: углерод – газообменным (ГОСТ 2604.1), кремний – весовым (ГОСТ 2604.3), марганец – объемным персульфатосеребряным (ГОСТ 2604.5), титан – фотометрическим (ГОСТ 2604.10). Послойное

содержание легирующих элементов и фазовый состав определяли на установке ДРОН-3 в излучении $K\alpha$ -Co (монокроматизированном). Съемку производили по схеме Брегга-Брентано. Результаты РФА приведены на дифрактограммах, где каждому пику соответствует своя фаза.

Таблица 1 – Основные виды износа и системы легирования наплавочных сплавов на основе железа

Вид износа	Показатель износостойкости	Система легирования	Матрица
Молекулярно-механический	Относительная износостойкость $\varepsilon \sim K_{и} \cdot K_{е}^{-1}$ $K = HV^{\alpha} \cdot E^{-1} \cdot C^{\beta} \cdot \sigma^{0,5}$ $\varepsilon \sim K_{1C1}^2 \cdot K_{1C3}^2$ HV - твердость, C - эквивалентная концентрация углерода; E - модуль упругости; σ - относительное удлинение; K_{1c} - критический коэффициент интенсивности напряжений.	W-V-Cr Mo-W-V-Cr Cr-Mo-V Cr-Mn-Si	M, M+B M, M+B M, M+B M, M+An An, Mc
Ударно-абразивный		Cr-W-V Ni-Co-Mo-Ti C-Cr-Mn	An+M Mc An+M
Абразивный	$\varepsilon \sim \sigma_{ви} \cdot \delta_{и} \cdot \sigma_{ве}^{-1} \cdot \delta_{е}^{-1}$ $\sigma_{ви}, \sigma_{ве}$ - предел прочности сплавов; $\delta_{и}, \delta_{е}$ - интенсивная предельная деформация. $\varepsilon \sim K_{и} \cdot HV_{и} \cdot K_{е}^{-1} \cdot HV_{е}^{-1}$ $K_{и}, K_{е}$ - опытные коэффициенты для исследуемого и эталонного сплавов.	Cr-Si-Mn Cr-Si-B-Mn	An+L L, An

Обозначение: M – мартенсит, Б – бейнит, Л – ледебурит, Mc – мартенсит стареющий, An – аустенит метастабильный.

Для проведения структурного анализа образцы из наплавленного металла травили в реактиве Вилелла: 10 мл азотной кислоты, 20 мл соляной кислоты, 20 мл глицерина и 10 мл перекиси водорода. Распределение упрочняющей фазы в наплавленном металле оценивали точечным методом Глаголева на микротвердомере ПМТ-3.

4. Результаты исследований

В связи с необходимостью регулирования состава, структуры и свойств износостойких слоев, применяли наплавку по слою легированного порошка, под керамическим флюсом и порошковыми проволоками с подачей обесточенной присадки в сварочную ванну. Исследовали стали с мартенситной и мартенситноаустенитной основой.

В табл. 2 приведены составы исследуемых наплавочных сталей (по легирующему порошку).

Химический состав сплавов при наплавке варьировался долей участия обесточенной присадки (порошка) в металле шва. На основе проведения рентгенофазового анализа установлено.

Технологія машинобудування

Наплавленный металл типа 150X5Г9С2 с концентрацией титана порядка 5 % имеет сложную структуру. Структура кромки наплавленных валиков по схеме «горка» представляет собой ледебурит, состоящий из высоколегированного аустенита ($A \approx 80\%$), карбидов и единичных участков мартенсита. Ближе к зоне сплавления структура состоит из аустенита и мартенсита крупноигльчатого ($A \approx 50-55\%$). Величина зерна соответствует примерно 5-6 баллу стандартной шкалы.

Увеличение содержания титана в наплавленном металле до 6-6,5 % расширяет в кромке зону аустенита. Структура кромки состоит из карбидов и легированного аустенита. По мере приближения к зоне сплавления появляются единичные участки аустенитно-мартенситной структуры с содержанием аустенита $\approx 60-70\%$. Величина зерна в наплавленном металле соответствует примерно 5-6 баллу. Распределение упрочняющей фазы в наплавленном металле относительно равномерное.

Увеличение содержания углерода до 2,2-2,5% в наплавленном металле при идентичном содержании других легирующих элементов привело к появлению в кромке крупноигльчатой структуры, состоящей из аустенита ($\approx 80\%$), мартенсита и карбидов. Ближе к зоне сплавления (по условной границе) – крупноигльчатая аустенитно-мартенситная структура (A от 50 до 70 %). Зона сплавления состоит из аустенита, мартенсита и тонкой разорванной сетки карбидов (1...2 %).

Таблица 2 – Химический состав металла при наплавке (по легирующему порошку)

Номер сплава	Доля участия электрода в металле шва, $m_3, \%$	Доля участия легирующего порошка в металле шва, $m_n, \%$	Состав металла шва, %				
			C	Cr	Mn	Ti	Si
1	21	56	<u>1,39</u>	<u>4,78</u>	<u>9,02</u>	<u>5,32</u>	<u>1,83</u>
			1,47	4,63	8,74	5,12	1,91
2	19,8	57,1	<u>1,28</u>	<u>4,81</u>	<u>9,66</u>	<u>5,14</u>	<u>1,89</u>
			1,34	4,90	9,45	5,23	1,82
4	20	56	<u>1,31</u>	<u>4,72</u>	<u>10,34</u>	<u>4,87</u>	<u>1,76</u>
			1,28	4,81	9,97	4,91	1,84
5	19,5	55	<u>1,41</u>	<u>4,75</u>	<u>11,01</u>	<u>5,4</u>	<u>1,92</u>
			1,38	4,9	10,78	5,23	1,85
6	21,4	53,8	<u>2,01</u>	<u>4,83</u>	<u>8,49</u>	<u>4,9</u>	<u>2,01</u>
			1,86	4,71	8,85	5,3	1,87
7	21,9	54,5	<u>1,87</u>	<u>4,97</u>	<u>10,29</u>	<u>3,96</u>	<u>1,83</u>
			1,59	4,8	9,6	3,81	1,95
			<u>1,93</u>	<u>4,82</u>	<u>10,87</u>	<u>5,1</u>	<u>1,87</u>
			2,20	4,80	9,7	5,0	1,93

Примечание:

1. В числителе – расчетный, в знаменателе – фактический состав.

2. Постоянные величины: вылет электрода $l_3=35$ мм; $I_d=270$ А; $U_d \approx 38$ В; $U_n=34,5$ м/ч; $U_{п.п.}=120$ м/ч; толщина слоя порошка – 4...5 мм.

3. Электрод – проволока марки Св-08Г2С, диаметр 2 мм.

Исследования влияния температуры на твердость сплавов показали, что в интервале температур 293...870 К твердость снижается незначительно. Снижение твердости на 8...10 HRC в данном интервале температур свидетельствует о высокой теплостойкости сплавов систем Cr-Mn-Ti и Cr-Mn-Mo-Ti. Одним из показателей теплостойкости сталей является пластичность. Анализ пластичности этих сталей после вторичного твердения показал, что она выше, чем у сталей 50XHM и 35X4B3M3Ф, и не уступает никелевым мартенситностареющим сплавам.

Выводы

Износостойкость сплавов, применяемых для восстановления деформирующего инструмента, в значительной степени определяется химическим составом, структурой и распределением упрочняющей фазы в наплавленных слоях. В результате проведенных лабораторных исследований установлено:

- увеличение содержания Mn и Cr в наплавленном металле снижают активность углерода как карбидообразующего элемента; увеличение количества фазы TiC повышает внутреннюю теплоту наплавленного металла при экзогенном ее вводе;

- повышению теплостойкости сплавов системы Cr-Mn-Ti на основе железа способствует увеличение содержания фазы [TiC]; введение [Mo] стабилизирует значения твердости при повышенных температурах, повышает теплостойкость и твердость при дисперсионном твердении.

Список использованных источников:

1. Филиппов М. А. Стали с метастабильным аустенитом / М. А. Филиппов, В. С. Литвинов, Ю. Р. Немировский. – М. : Металлургия, 1988. – 256 с.
2. Кальянов В. Н. Структура и характеристика износостойкого экономнолегированного наплавленного металла / В. Н. Кальянов // *Сварочное производство*. – 1997. – № 4. – С. 13–17.
3. Применение сталей ПНП в качестве наплавочных материалов для повышения усталостной прочности наплавленных деталей / Г. С. Микаелян, И. А. Рябцев, В. Г. Васильев [и др.] // *Автомат. сварка*. – 1993. – № 10. – С.34–36.
4. Влияние структуры на износостойкость чугунов и сталей / А. И. Ступина, В. В. Зотов, Л. И. Сидоров, И. С. Кошелев // *Металлургическое машиностроение и ремонт оборудования*. – 1979. – № 8. – С. 98–99.
5. Kal'yanov V. N. Increasing the endurance of rolling rolls by depositing an efficiently alloyed steel / V. N. Kal'yanov, A. V. Novitskaya // *Welding International*. – 1998. – N 12 (4). – P. 322-325, doi:10.1080/09507119809448494

References

1. Filippov, M, Litvinov, V & Nemirovskiy, Yu 1988, *Stali s metastabilnym austenitom*, Metallurgiya, Moskva.
2. Kalyanov, V 1997, 'Struktura i kharakteristika iznosostoykogo ekonomnolegirovannogo naplavlennogo metalla', *Svarochnoye proizvodstvo*, no. 4, pp. 13-17.
3. Mikaelyan, G, Ryabtsev, I & Vasilyev, V 1993, 'Primeneniye staley PNP v kachestve naplavochnykh materialov dlya povysheniya ustalostnoy prochnosti naplavlennykh detaley', *Avtomaticheskaya svarka*, no. 10, pp. 34-36.
4. Stupina, A, Zotov, V, Sidorov, L & Koshelev, I 1979, 'Vliyaniye struktury na iznosostoykost chugunov i staley', *Metallurgicheskoye mashinostroeniye i remont oborudovaniya*, no. 8, pp. 98-99.
5. Kalyanov, V & Novitskaya, A 1998, 'Increasing the endurance of rolling rolls by depositing an efficiently alloyed steel', *Welding International*, no. 12 (4), pp. 322-325, doi:10.1080/09507119809448494

Стаття надійшла до редакції 26 листопада 2015 р.

УДК 621.791.92

**ИССЛЕДОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ СТОЙКОСТИ
ВОССТАНОВЛЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ
ТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ Д 50**

©Дерябкина Е. С.

Українська інженерно-педагогічна академія

Інформація про автора:

Дерябкина Євгенія Станіславівна: ORCID: 0000-0002-5531-0124; 216464@mail.ru; кандидат технічних наук; доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Показана целесообразность восстановления и упрочнения деталей дизелей интегрированным газопламенным напылением. Представлены результаты сравнительных лабораторных и натурных испытаний износо- и задиростойкости восстановленной плунжерной пары. Исследования проводились на образцах из стали ШХ15 с покрытием ПГ-10Н-01, нанесенным интегрированным газопламенным напылением, образцах, прошедших термообработку по серийной технологии и образцах с покрытием TiN, нанесенным вакуумно-плазменным напылением.

Нанесенные на плунжерные пары покрытия ПГ-10Н-01 обеспечили уменьшение износа деталей и наибольшую их задиростойкость из всех испытываемых вариантов. Полученные результаты также показывают, что покрытие ПГ-10Н-01 обеспечивает повышение термостойкости процесса задиобразования (163-165 °С) по сравнению с другими видами образцов (130-140 °С).

Установлено, что покрытие из самофлюсующегося сплава ПГ-10Н-01, нанесенное интегрированным газопламенным напылением, значительно повышает надежность деталей топливной аппаратуры, и может рекомендоваться для дальнейшего использования при восстановлении и упрочнении изношенных плунжерных пар, а также при их изготовлении, с заменой дорогостоящей стали ШХ15 на более дешевую сталь 45, с напыленным покрытием ПГ-10Н-01.

Ключевые слова: плунжер; износостойкость; задиобразование; сталь; покрытие; интегрированное газопламенное напыление.

Дерябкина Є. С. «Дослідження експлуатаційної стійкості відновлених деталей паливної апаратури тракторних дизелів Д 50».

Показана доцільність відновлення і зміцнення деталей дизелів інтегрованим газополуменевим напиленням. Представлені результати порівняльних лабораторних та натурних випробувань износо- і задіростійкості відновленої плунжерної пари паливної апаратури. Дослідження проводилися на зразках зі сталі ШХ15 з покриттям ПГ-10Н-01, яке нанесене газополуменевим інтегрованим напиленням, зразках, що пройшли термообробку за серійною технологією і зразках з покриттям TiN, яке нанесене вакуумно-плазмовим напиленням.

Нанесені на плунжерні пари покриття на основі ПГ-10Н-01 забезпечили зменшення зносу деталей і найбільшу задіростійкість з усіх випробовуваних варіантів. Отримані результати також показують, що покриття ПГ-10Н-01 забезпечують підвищення термостійкості процесу задирутворення (163-165 °С) у порівнянні з іншими видами зразків (130-140 °С).

Встановлено, що покриття з самофлюсуючого сплаву ПГ-10Н-01, нанесене інтегрованим газополуменевим напиленням, значно підвищує надійність деталей паливної апаратури, і може бути рекомендовано для подальшого використання при відновленні і зміцненні зношених плунжерних пар, а також при їх виготовленні, із заміною кошовної сталі ШХ15 на дешевшу сталь 45, з напиленням покриття зі сплаву ПГ-10Н-01.

Ключові слова: плунжер; зносостійкість; задирутворення; сталь; покриття; інтегроване газополуменеве напилення.

Deryabkina E. “Research operational resistance restoration of details of fuel equipment of D50 tractor diesel”.

The expediency of restoration and hardening of details of diesels integrated flame spraying. The results of comparative laboratory and field tests of wear is the reduced resistance to scoring and plunger assembly of the fuel equipment. The studies were conducted on samples of steel ShKh15 coated PG-10N-01, deposited by flame spraying an integrated. Samples were heat treated by serial technology and TiN coated samples, vacuum-deposited by plasma spraying. Applying to the plunger assemblies based coating PG-10N-01 led to a decrease in wear resistance to scoring and most score resistivity of all the samples. The results also show that the coating PG-10N-01 enhances the thermal stability of score formation (163-165 °C) compared to other types of samples (130-140 °C).

It was found that the coating of the self-fluxing alloy 10N-PG-01 applied via integrated flame spraying, significantly increases the reliability of the parts of fuel equipment, and can be recommended for further use in the restoration and strengthening of worn plunger, as well as in their production, with the replacement of expensive steel ShKh15 a cheaper steel 45 with sprayed coating PG-10N-01 alloy.

Keywords: plug; wear; tear formation; steel; coating; integrated flame spraying.

1. Состояние вопроса

Парк автотранспортных средств на Украине по техническому уровню, моральному и физическому износу находится в критическом состоянии, сроки амортизации почти у 50 % машин значительно превышены (более 10 лет), однако, они продолжают эксплуатироваться. В этих условиях возникает острая необходимость в повышении показателей долговечности деталей при ремонте и техническом обслуживании. Для достижения существенного роста объема восстановления деталей требуется внедрение на ремонтных предприятиях современных высокоэффективных технологий, обеспечивающих повышение износостойкости деталей в 1,5-2,0 р. выше новых[1–2].

2. Анализ проведенных исследований

В настоящее время объем ремонтных работ деталей плунжерной группы тракторных и комбайновых дизелей, главным образом по износу, очень велик и практически соизмерим с масштабами производства новых деталей. Объем производства запасных частей плунжерных пар составляет от 30 до 50 % производства новых двигателей. Поэтому основным направлением восстановления изношенных деталей и сокращения производства запчастей является применение новых технологий нанесения износостойких покрытий [3, 4].

Среди перспективных методов нанесения покрытий выделяют методы газотермического напыления, и в первую очередь – газопламенного, являющегося одним из самых технологичных методов восстановления и упрочнения деталей транспорта [5–7]. К преимуществам которого также следует отнести простоту и дешевизну применяемого оборудования. Однако качество газопламенных покрытий не всегда соответствует повышенным требованиям, предъявляемым к деталям машин при эксплуатации в условиях интенсивных динамических нагрузок. Широкому применению

Технологія машинобудування

газопламенного напыления препятствуют низкая адгезионно-когезионная прочность нанесенных покрытий [5, 6]. Повысить качество покрытий можно путем совмещения технологии напыления со щеточной обработкой. Разработка такой интегрированной технологии открывает возможность получения защитных покрытий с повышенными прочностью сцепления и износостойкостью, низкой пористостью [6]. Задача повышения качества восстановленных деталей средств транспорта интегрированным газопламенным напылением достаточно сложная. К тому же на данный момент научно-техническая информация о влиянии такого способа восстановления на свойства покрытий в процессе эксплуатации деталей дизелей отсутствует, что делает задачу исследования актуальной.

3. Целью исследований является обоснование целесообразности восстановления и упрочнения плунжерных пар топливной аппаратуры дизелей интегрированным газопламенным напылением для повышения их надежности.

4. Основной материал

Комплексная оценка целесообразности проведения конструктивно-технологических мероприятий, направленных на повышение надежности работы плунжерных пар топливной аппаратуры двигателей типа Д50, обычно производится на основе натуральных испытаний. Однако в настоящее время это затруднительно, а в ряде случаев не возможно, из-за больших затрат материальных средств и времени до окончательной доводки деталей. Кроме того, при натуральных испытаниях в связи с одновременным изменением целого ряда взаимосвязанных факторов, трудно однозначно определить влияние проведенных исследований на повышение износостойкости и надежности деталей. Поэтому для оценки износостойкости деталей плунжерных пар, восстановленных газопламенным напылением, применялись как лабораторные, так и натурные испытания.

Лабораторные испытания напыленных образцов проводились на промышленных машинах трения, а восстановленных деталей – на специальных стендах, позволивших производить испытания и их оценку в условиях максимально приближенным к реальным. Испытания образцов по определению износостойкости и задиростойкости проводились на машине трения УМТ-1.

Для проведения износных испытаний плунжерных пар на стенде трения втулки разрезали вдоль осевой линии на две полувтулки электрофизическим методом без нагрева. Испытания производилась при подобранной нагрузке прижатия образцов – 600 Н в течении 150000 циклов (оборотов), частота вращения образца составляла 320 об/мин, что обеспечивало соответствие скоростей перемещения образцов и плунжера во втулке при их работе на дизеле.

Испытания на задиростойкость производились при нагрузке 800 Н, частоте вращения образца 320 об/мин, при однократном нанесении дизтоплива на поверхности трения с определением количества циклов (оборотов) до начала схватывания образцов. Этот момент соответствует срабатыванию регулятора выключения и остановки стенда, который предварительно был отрегулирован на величину 31 Н·м. В период испытаний производилась регистрация момента трения и температуры образца.

При испытаниях на стенде трения задиробразование покрытия плунжерных пар определялось по состоянию поверхности трения плунжера и полувтулок после проведения полного цикла испытаний. Момент перехода задирообразования к схватыванию в сопряжении плунжерных пар фиксировался по изменению звука в результате остановки

плунжера при работе станда трения, после чего испытания прекращались. При этом производилось взвешивание деталей до и после проведения испытаний. Предварительно детали очищались от механических частиц, промывались, обезжиривались бензином и растворителем, после чего просушивались на воздухе. Длительность испытаний, подобранная опытным путем, составляла 8 мин. Принятые условия проведения испытаний более жесткие, по сравнению с натурными, поскольку при работе на испытательном станде рабочие поверхности плунжерной пары постоянно подвержены контакту и трению. При работе же в топливном насосе контакт поверхностей является периодическим, при попадании твердых частиц с топливом между плунжером и втулкой.

После проведения испытаний проводилась оценка состояния поверхностей трения плунжера и полувтулок внешним осмотром. Замена топлива и тщательная промывка картеров станда осуществлялась после полного цикла испытаний каждой плунжерной пары. При этом все испытания для соблюдения идентичности состава топлива проводились на одном топливе.

Испытания проводились на образцах из стали ШХ15 с нанесенным газопламенным интегрированным напылением покрытием ПГ-10Н-01. Для сравнения испытывались образцы из стали ШХ15, прошедшие термообработку до твердости 56-58 HRC по серийной технологии. Также, для сравнения, производились испытания образцов из стали ШХ15 с покрытием TiN, нанесенных вакуумно-плазменным напылением. Результаты испытаний по задиростойкости приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Результаты испытаний на задиростойкость

Варианты образцов	Количество циклов до схватывания	Температура образцов, °С
ШХ15, термообработанные	4160	130
ШХ15 с покрытием TiN	4350	140
ШХ15 с покрытием ПГ -10Н - 01	5600	165

Установлено, что в процессе испытаний всех вариантов происходит рост температуры и моментов трения $M_{тр}$ до начала схватывания (задиорообразования) поверхностей. Такой характер процесса связан с условиями контактного взаимодействия и удержания смазки (дизтоплива), однократно нанесенной на поверхности трения образцов. Наименьшую задиростойкость (4160 цикл) имеют образцы из стали ШХ15 с термообработкой HRC 56-58. У образцов, с покрытием на основе TiN, задиростойкость увеличилась незначительно в 1,045р. Наибольшей задиростойкостью из всех испытываемых вариантов обладает покрытие на основе ПГ-10Н-01 – в 1,35 раза больше чем термообработанная сталь ШХ15. Полученные результаты также показывают, что покрытие ПГ-10Н-01 обеспечивает повышение термостойкости процесса задиорообразования (163-165 °С) по сравнению с другими видами образцов (130-140 °С). На рис. 1 приведена диаграмма задиростойкости материалов. Из графиков, приведенных на рис. 2, на основе испытаний по подбору оптимальной величины нагрузки видно, что за 150000 циклов испытаний износ наименее задиростойкого из испытанных материалов термообработанного стального образца увеличивается при нагрузках P в диапазоне 400...700 Н.

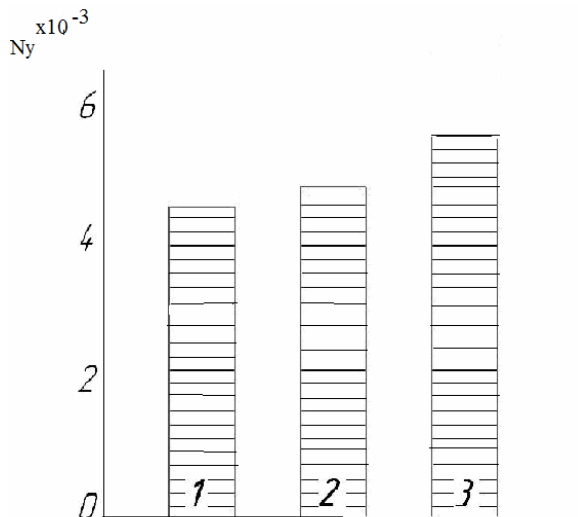
Технологія машинобудування

Рис. 1 – Диаграмма задиростойкости: 1-ШХ15, термообработка; 2-покрытие TiN; 3-покрытие ПГ-10Н-01

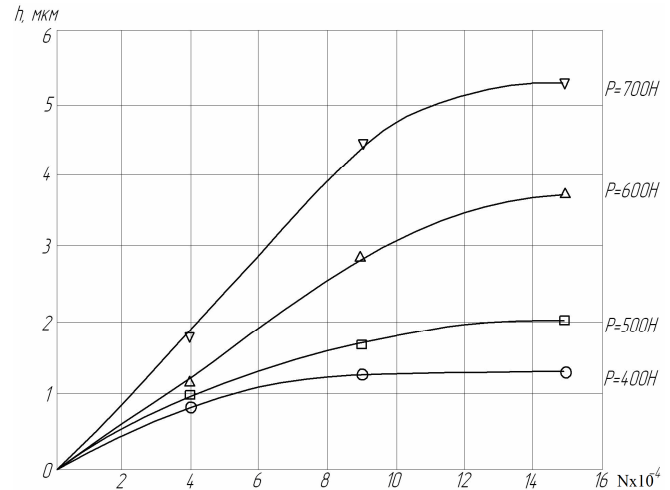


Рис. 2 – Износ h термообработанных стальных образцов в течении циклов N испытаний при изменении нагрузки прижатия P

Однако, как видно из рис. 3, характер изменения момента трения $M_{тр}$ в начальный период этих испытаний не одинаковый и существенно зависит от нагрузки. Так, при нагрузке $P = 600$ Н (рис. 3 а) кривая $M_{тр}$ плавно изменяется без резких отклонений, связанных с местным схватыванием образцов.

После установления заданной нагрузки $M_{тр}$ уменьшается, а после приработки устанавливается постоянным. При увеличении нагрузки до 700 Н (рис. 3 б) заметны резкие колебания $M_{тр}$, характеризующие его нестабильность. При нагрузке 800Н (рис.3 с) $M_{тр}$ не стабилизируется, как в случае нормального износа (рис. 3 а), и продолжает увеличиваться от начала приложения нагрузки прижатия, имеет прерывистый характер в результате местных схватываний поверхностей, что зачастую приводит к задиробразованию. Как видно из полученных результатов, верхним пределом нагрузки при испытаниях следует считать нагрузку $N=600$ Н.

При испытаниях с указанной нагрузкой таких износостойких покрытий, как TiN, износ одной из испытываемой пары образцов составляет 4...6 (табл. 2) при погрешности изменений 0,1 мкм, поэтому уменьшение нагрузки ниже $P=600$ Н не целесообразно, ввиду приближения измеряемой величины к величине погрешности измерений. Таким образом, на основе проведенных исследований по подбору величины нагрузки последняя в процессе последующих испытаний для всех образцов была принята равной 600 Н. Результаты сравнительных испытаний на износ плунжерных пар на стенде трения представлены в табл. 2. и рис. 4.

Таблица 2 – Результаты испытаний на стенде трения

Варианты образцов	Износ образцов, мкм		
	вал (плунжер)	втулка	вал (плунжер) + втулка
Сталь ШХ15 термообработанная	3...4	3...4	6...8
Сталь ШХ15 с покрытиемTiN	2...3	2...3	4...6
Сталь ШХ15 с покрытием ПГ-10Н-01	0,8...1	1,2...2	2...3

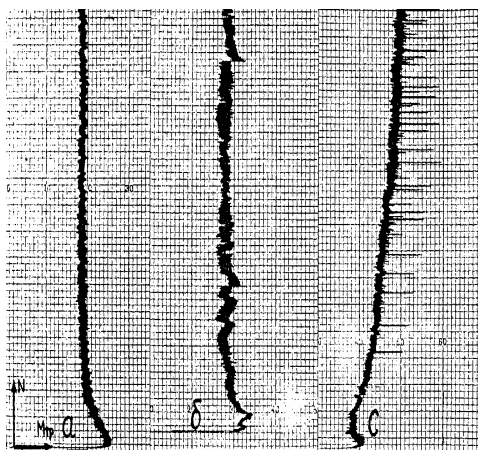


Рис. 3 – Характер изменения момента трения $M_{тр}$ в начальный период N циклов испытаний образцов в зависимости от нагрузки прижатия P :
а – 600 Н, б – 700 Н, с – 800 Н

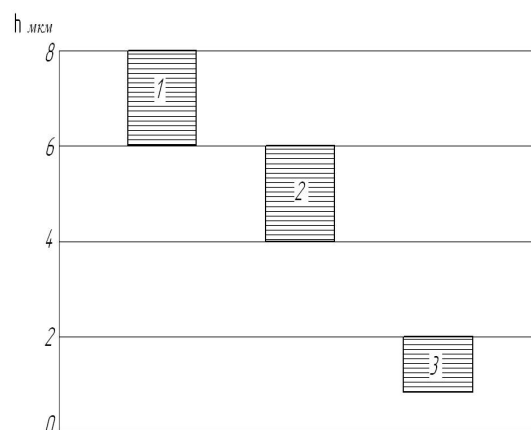


Рис. 4 – Диаграмма износостойкости образцов: 1- поверхность с термообработкой; 2-покрытие TiN; 3-покрытие ПГ-10Н-01

Так как на стенде трения полувтулки постоянно прижаты к перемещающемуся плунжеру, т.е. работа происходит в условиях полусухого трения, то это приводит к повышенному износу контртела (втулки). Из полученных результатов также видно, что нанесенные на плунжерные пары покрытия на основе ПГ-10Н-01, привели к уменьшению износа по сравнению с термообработанной сталью ШХ15: для термообработанного вала (плунжера) в (4,6:1,8...4,1:1,4) мкм = 2,55...2,89 р.

Результаты сравнительных износных испытаний плунжерных пар на машине трения приведены в табл. 3, из которых видно, что износ термообработанных поверхностей стали ШХ15 с покрытием TiN несколько ниже по сравнению со сталью ШХ15, прошедшей термообработку HRC 56-58. В тоже время износ плунжерной пары на машине трения (6,3-7,2) несколько выше, чем при испытаниях на стенде трения (4,0-6,0). Состояние поверхностей трения плунжерных пар после проведенных испытаний (рис. 5) свидетельствуют о сравнительно равномерном распределении зон износа по всей поверхности, что объясняется достаточно полным прилеганием плунжера и полувтулок перед началом и в процессе проведения испытаний.

Таблица 3 – Результаты испытаний на машине трения

Варианты обработки	Износ, мкм		
	Вал (плунжер)	Втулка	Вал (плунжер) + втулка
ШХ15, термообработка	4,1...4,6	2,8...3,2	6,9...7,8
ШХ15с покрытием TiN	3,8...4,2	2,5...3,0	6,3...7,2
ШХ15,с покрытием плунжера ПГ-10Н-01, и втулка ШХ15, т/о	1,4...1,8	2,0...2,7	3,4...4,5

Полученные результаты (рис. 6) показывают, что для всех испытанных образцов в начальный период испытаний происходит приработка поверхностей, сопровождающаяся некоторым уменьшением, а затем стабилизацией момента трения и температуры образца. Износ образцов с термообработанной поверхностью составляет 6...8 мкм. Покрытие TiN обеспечило снижение износа до 4...6 мкм в 1,3...1,5 раза. Износ образцов с покрытием ПГ-10Н-01 составляет 3,4...4,5 мкм, что значительно ниже \approx в 1,6..1,8 раза – по сравнению с покрытием TiN.

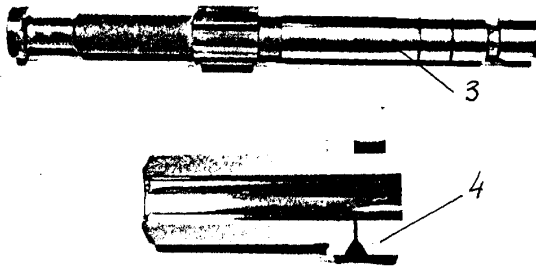


Рис. 5 – Внешний вид плунжерных пар после проведения испытаний на стенде трения: 3 – плунжер с покрытием, 4 – полувтулка

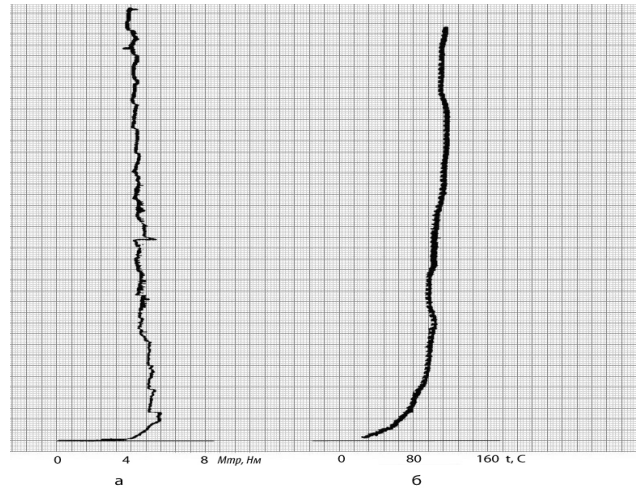


Рис. 6 – Изменение момента трения Мтр (а) и температуры образца (б) в начальный период испытаний на износ (скорость перемещения диаграммной бумаги 300 цикл/мин)

Выводы

Обоснована целесообразность восстановления и упрочнения плунжерных пар дизелей путем нанесения износостойких покрытий интегрированным газопламенным напылением.

Экспериментально установлено, что образцы деталей топливной аппаратуры с покрытием ПГ-10Н-01 обладают повышенными износо-, задиро- и термостойкостью. На основании этого вышеуказанные покрытия могут рекомендоваться для дальнейшего использования при восстановлении изношенных плунжерных пар дизелей типа Д50, а также при их изготовлении с заменой дорогостоящей стали ШХ15 на более дешевую сталь 45, с нанесенным покрытием из сплава ПГ-10Н-01.

Список использованных источников:

1. Малахов В. С. Ремонт тракторов Т-150 и Т-150К / В. С. Малахов, А. С. Мудрук, П. М. Кривенко. – М.: Колос, 1982. – 222 с.
2. Кухтов В. Г. Долговечность деталей шасси колесных тракторов / В. Г. Кухтов. – Харьков : ХНАДУ, 2004. – 292 с.
3. Богуслаев А. В. Характеристики и применение напыления газотермических покрытий на деталях авиадвигателей и технологического оснащения / А. В. Богуслаев // *Сучасне машинобудування*. – 2000. – № 3-4. – С. 28–34.
4. Харламов Ю. А. Газотермическое напыление покрытий и экологичность производства, эксплуатации и ремонта машин / Ю. А. Харламов // *Тяжелое машиностроение*. – 2000. – № 2. – С. 3–10.
5. Витязь П. А. Упрочнение газотермических покрытий / П. А. Витязь, Р. О. Азизов, М. А. Белоцерковский. – Минск: Бестпринт, 2004. – 192 с.
6. Полянский А. С. Определение оптимальной скорости обработки поверхности и параметров иглофрезы, обеспечивающих максимальную прочность сцепления газопламенных покрытий / А. С. Полянский, С. А. Лузан, Е. С. Дерябкина // *Праці Таврійського держ. агротехнологічного ун-ту*. – Мелітополь, 2010. – Вип. 10, т. 5. – С. 111–118.
7. Хасуй А. Наплавка и напыление / А. Хасуй, О. Моригаги. – М. : Машиностроение, 1985. – 285 с.

References

1. Malakhov, V, Mudruk, A & Krivenko, P 1982, *Remont traktorov T-150 i T-150K*, Kolos, Moskva.
2. Kukhtov, V 2004, *Dolgovrechnost detaley shassi kolesnykh traktorov*, KhNADU, Kharkiv.
3. Boguslayev, A 2000, 'Kharakteristiki i primeneniye napyleniya gazotermicheskikh pokrytiy na detalyakh aviadvigateley i tekhnologicheskogo osnashcheniya', *Suchasne mashynobuduvannia*, no. 3-4, pp. 28-34.
4. Kharlamov, Yu 2000, 'Gazotermicheskoye napyleniye pokrytiy i ekologichnost proizvodstva, ekspluatatsii i remonta mashin', *Tyazheloye mashinostroyeniye*, no. 2, pp. 3-10.
5. Vityaz, P, Azizov, R & Belotserkovskiy, M 2004, *Uprochneniye gazotermicheskikh pokrytiy*, Bestprint, Minsk.
6. Polyanskiy, A, Luzan, S & Deryabkina, E 2010, 'Opredeleniye optimalnoy skorosti obrabotki poverkhnosti i parametrov iglofrezы, obespechivayushchikh maksimalnuyu prochnost stsepleniya gazoplammennykh pokrytiy', *Pratsi Tavriiskoho derzhavnogo ahrotekhnolohichnoho universytetu*, iss. 10, vol. 5, p. 111-118.
7. Khasuy, A & Morigagi, O 1985, *Naplavka i napyleniye*, Mashinostroyeniye, Moskva.

Стаття надійшла до редакції 16 листопада 2015 р.

УДК 621.791

СПОСОБ СВАРКИ КОРОТКИХ СТЫКОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

©Калин Н. А., Изотова Е. А.

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

Калин Микола Андрійович: ORCID: 0000-0002-4068-2718; svargof@gmail.com; кандидат технічних наук; доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Изотова Катерина Олександрівна: ORCID: 0000-0002-6585-6681; ant-izotov@yandex.ru; кандидат технічних наук; доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Целью работы явилось повышения качества металла шва коротких стыковых соединений при полуавтоматической электродуговой сварке в среде защитного газа.

Эксперимент проводили при сварке толстого металла с длиной разделки 30 мм. Разделку ограничивали по торцам пластинами из армированного стекла, прижатыми к торцам медными прижимами. Затем разделку заполняли защитным газом. Сварку начинали со середины разделки и тщательно разваривали торцы разделки. Толщина пластин выбирается в зависимости от диаметра сварочной проволоки, при этом отношение диаметра проволоки к толщине пластин составляет 0,2-0,3.

Применение способа сварки коротких стыков позволяет выполнять качественный сварной шов без выводных стальных планок, что снижает металлоемкость и трудоемкость изготовления сварной конструкции, а качественное формирование швов на торцах разделки исключает необходимость их дальнейшей механической обработки.

Ключевые слова: сварка; разделка; пластина; стык; защитный газ.

Калин М. А., Изотова К. О. «Спосіб зварювання коротких стикових з'єднань».

Метою роботи є підвищення якості металу шва коротких стикових з'єднань при напівавтоматичному електродуговому зварюванні в середовищі захисного газу.

Експеримент проводили при зварюванні товстого металу з довжиною оброблення 30 мм. Оброблення обмежували по торцях пластинами з армованого скла, притиснутими до торців мідними притисками. Потім оброблення заповнювали захисним газом. Зварювання починали із середини оброблення й ретельно розварювали торці оброблення. Товщина пластин вибирається залежно від діаметра зварювального дроту, при цьому відношення діаметра дроту до товщини пластин становить 0,2-0,3.

Застосування способу зварювання коротких стиків дозволяє виконувати якісний зварений шов без вивідних сталевих планок, що знижує металоємність і трудомісткість виготовлення звареної конструкції, а якісне формування швів на торцях оброблення виключає необхідність їх подальшої механічної обробки.

Ключові слова: зварювання; оброблення; пластина; стик; захисний газ.

Kalin N., Izotova C. “Short method of welding of butt joints”.

The aim of work was to improve the quality of the weld metal joints in the short semi-automatic arc welding in an inert gas.

The experiment was performed at welding thick metal cutting a length of 30 mm. Cutting limited at the ends of the reinforced glass plates pressed against the ends of the copper clamps. Then a breaker filled with protective gas. Welding is started from the middle of cutting the ends and thoroughly tenderize cuts. Plate thickness is selected depending on the diameter of the welding wire, wherein the ratio of wire diameter to the plate thickness is 0.2-0.3.

The use of short welding method enables high-quality joint weld steel bars without the pin, which reduces the complexity of manufacturing of metal and welded structure, and the formation of high-quality welds at the ends of cutting eliminates the need of further machining.

Keywords: welding; cutting; plate; butt; shielding gas.

1. Постановка проблемы

Проблема качественной односторонней сварки коротких стыковых соединений решалась авторами работ [1–3]. В частности авторами [1] предложено выполнять начало и конец сварки на входных и выходных технологических планках, являющихся ограничителями разделки стыков, которые после окончания процесса удаляют вместе с дефектами.

Планки выполняют с углублением (выштамповкой), повторяющим конфигурацию разделки, и располагают по торцам свариваемых кромок с обращением в их сторону.

Сварку в среде защитного газа начинают у основания углубления входной технологической планки с последующим расплавлением металла торца разделки стыка. Оканчивают сварку на выходной планке.

Данный способ позволяет проводить газоэлектрическую сварку коротких стыковых соединений, например, длиной стыка 20-30 мм.

После сварки производится кислородная резка приваренных планок с последующей механической зачисткой шлифовальной машинкой торца стыка.

2. Постановка цели разработки

Целью данной работы было уменьшение металлоемкости и трудоемкости изготовления сварных конструкций путем исключения применения стальных ограничительных планок, исключения операции по кислородной резке приваренных планок и механической зачистке торцов разделки стыка после резки.

3. Экспериментальная часть

На рисунке 1 изображена схема осуществления предлагаемого способа.

Разделка 1 под сварку металла 2 ограничивается по торцам пластинами из армированного аморфного сплава силикатов (армированного стекла) 3, которые прижимаются к торцам медными прижимами 4. Затем в разделку вводят сварочную горелку и заполняют разделку защитным газом, открыв клапан канала газовой защиты. По истечении 3-5 с начинают сварку со

средины разделки и после разогрева пластин из армированного стекла тщательно разваривают торцы разделки сварного соединения у основания. Дальнейший процесс сварки ведут послойно обычным способом, постепенно заполняя металлом весь объем разделки.

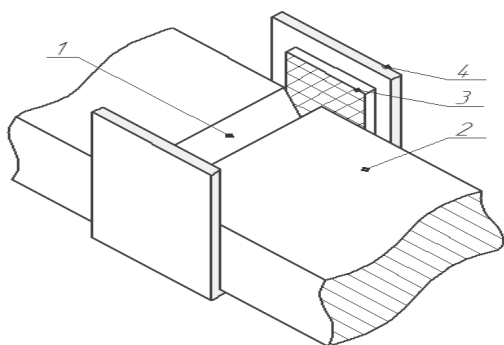


Рис. 1 – Схема сварки короткого стыкового соединения

После окончания процесса сварки подача защитного газа прекращается через 3-5 с.

4. Результаты исследований

Так как сварку начинают со середины разделки, а затем горелку перемещают к торцу разделки, то не происходит резкого нагрева армированного стальной проволокой стекла и не происходит его растрескивания. После наложения первого шва армированное стекло разогревается

за счет тепла дуги и становится пластичным. Армирование стеклянных пластин стальной проволокой исключает растрескивание и выкрашивание стекла в разделку.

В дальнейшем, заполняя разделку, разваривают кромки разделки, закрытые армированным стеклом, при этом за счет оплавления стекла в зоне дуги происходит качественный провар и формирование торцов разделки, не требующее дополнительной зачистки.

Предварительное заполнение защитным газом, например углекислым газом, позволяет полностью исключить образование дефектов в корне шва. Кроме того, в процессе сварки стекло, частично оплаваясь, создает дополнительную флюсовую защиту расплавленного металла от окисления, что улучшает качество металла шва и позволяет уменьшить расход защитного газа.

Толщина пластин из армированного стекла выбирается в зависимости от диаметра сварочной проволоки, при этом отношение диаметра сварочной проволоки к толщине пластин составляет 0,2-0,3.

Пример выбора толщины стеклянных пластин в зависимости от диаметра сварочной проволоки приведен в таблице 1.

Таблица 1 – Соотношения диаметра сварочной проволоки и толщины стеклянных пластин

Диаметр сварочной проволоки, мм	Толщина армированных стеклянных пластин, мм
1,0	3,3-5,0
1,2	4,0-6,0
1,4	4,6-7,0
1,6	5,3-8,0
2,0	6,6-10

Применение стеклянных пластин, не соответствующих выбранному соотношению ухудшает технологию сварки и приводит к дефектам швов. Так применение более тонких пластин при соотношении диаметра сварочной проволоки к толщине пластины более 0,3, приводит к их растрескиванию, выкрашиванию и, как следствие, нарушению формирования торцов шва.

Технологія машинобудування

Применение более толстых стеклянных пластин, т.е. при отношении диаметра сварочной проволоки к толщине пластины менее 0,2, ведет к усложнению технологии их изготовления, повышенному расходу стекла и сложности изготовления прижимных устройств.

После окончания процесса сварки разделки подача защитного газа прекращается через 3-5 с, что также обеспечивает формирование качественного металла в кратере шва. Остатки расплавившихся стеклянных пластин легко удаляются металлической щеткой с торцов шва после снятия медных прижимов.

Прижимные устройства могут использоваться многократно длительное время.

Применение сварки коротких стыков по предлагаемому способу позволяет выполнять качественный сварной шов без применения выводных стальных планок, что снижает металлоемкость и трудоемкость изготовления сварной конструкции. Кроме того, качественное формирование швов на торцах разделки исключает необходимость их дальнейшей механической обработки.

Предлагаемый способ испытан в производственных условиях при сварке узлов бугель-горизонтальный лист дизельных двигателей 10Д100 для магистральных тепловозов и показал хорошие результаты.

Выводы

1. Сварку с применением предлагаемого способа можно рекомендовать для стыковых соединений средней и большой толщины из различных металлов и сплавов, к которым предъявляются высокие требования по качеству сварных швов и их торцевых поверхностей.
2. Способ характеризуется простотой осуществления, экономической целесообразностью и высоким качеством сварных соединений.

Список использованных источников:

1. А. с. 846162 СССР, МПК³ В 23 К 9/16. Способ сварки стыковых соединений / Н. Г. Ефименко, В. П. Удовенко. – № 2590519/25-27 ; заявл. 13.03.78 ; опубл. 15.07.81 ; Бюл. № 26. – 3 с.
2. А. с. 1655692 СССР, МПК В 23 К 9/16. Способ сварки стыковых соединений / Н. А. Калинин, В. П. Удовенко, А. Н. Костюшко. – № 4706888/27 ; заявл. 19.06.89 ; опубл. 15.06.91 ; Бюл. № 22. – 3 с.
3. Технология электрической сварки металлов и сплавов плавлением / под ред. Б. Е. Патона. – М. : Машиностроение, 1974. – С. 183.

References

1. Yefimenko, N & Udovenko, V 1981, *Sposob svarki stykovykh soyedineniy*, SU Patent 846162.
2. Kalin, N, Udovenko, V & Kostyushko, A 1991, *Sposob svarki stykovykh soyedineniy*, SU Patent 1655692.
3. Paton, B (ed.) 1974, *Tekhnologiya elektricheskoy svarki metallov i splavov plavleniyem*, Mashinostroyeniye, Moskva.

Стаття надійшла до редакції 21 жовтня 2015 р.

УДК 621.791

НОВИЙ СПОСІБ ХОЛОДНОГО ЗВАРЮВАННЯ ЧАВУНУ

©Калін М. А., Ізотова К. О.

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

Калін Микола Андрійович: ORCID: 0000-0002-4068-2718; svargof@gmail.com; кандидат технічних наук; доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Ізотова Катерина Олександрівна: ORCID: 0000-0002-6585-6681; ant-izotov@yandex.ru; кандидат технічних наук; доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Метою роботи є підвищення якості металу шва при електродуговому зварюванні чавуну.

Розроблений спосіб зварювання чавуну електричною дугою, який відрізняється тим, що дуга горить між вугільним електродом і виробом, а зварювальний дріт подають через отвір у вугільному електроді, який живиться струмом прямої полярності.

Дослідження проводили при холодному зварюванні сірого чавуну сталевим зварювальним дротом на постійному струмі прямої полярності. При цьому вугільний електрод одночасно являється струмопідводом до зварювального дроту і речовиною, що утворює вуглекислий газ у дузі при зварюванні на прямій полярності.

Структура металу шва троосто-сорбіт і дрібні включення ферита. Біля поверхні – структура типова для литої маловуглецевої сталі.

Ключові слова: дуга; чавун; зварювання; вугільний електрод; дріт.

Калин Н. А., Изотова Е. О. «Новый способ холодной сварки чугуна».

Целью работы является повышения качества металла шва при электродуговой сварке чугуна.

Разработанный способ сварки чугуна электрической дугой, который отличается тем, что дуга горит между угольным электродом и изделием, а сварочную проволоку подают через отверстие в угольном электроде, который питается током прямой полярности.

Исследование проводили при холодной сварке серого чугуна стальной сварочной проволокой на постоянном токе прямой полярности. При этом угольный электрод одновременно является токоподводом к сварочной проволоке и веществом, которое образует углекислый газ в дуге при сварке на прямой полярности.

Структура металла шва троосто-сорбит и мелкие включения ферита. Возле поверхности – структура типичная для литой малоуглеродистой стали.

Ключевые слова: дуга; чугун; сварка; угольный электрод; проволока.

Kalin N., Izotova C. “Improvement electrode for cold welding of cast iron”.

The aim is to improve the quality of the weld metal during arc welding cast iron.

The developed method of iron welding arc, characterized in that the arc between a carbon electrode and the workpiece and the welding wire is fed through a hole in the carbon electrode, which is powered by direct current polarity.

The study was carried out at the cold welding of cast iron steel welding wire DC straight polarity. This carbon electrode is also the current supply to the welding wire and a substance that constitutes the carbon dioxide in the arc when welding with straight polarity.

The structure of the weld metal Troost-sorbitol and small inclusions Ferit. Near the surface - structure typical cast mild steel.

Keywords: arch; iron; welding; carbon electrode; wire.

1. Постановка проблеми

Розроблений спосіб відноситься до області зварювання, зокрема до способів холодного електродугового зварювання чавуну, і може бути використаний для виправлення дефектів чавунного литва і виготовлення зварних конструкцій з чавуну.

Відомі різні способи електродугового зварювання чавуну, наприклад сталевими електродами [1]. Проте при зварюванні сталевими електродами важко уникнути появи тріщин унаслідок утворення в шві і навколошовній зоні цементиту і мартенситу.

До способів, що забезпечують одержання в наплавленому металі низьковуглецевої сталі, можна також віднести механізоване зварювання короткими ділянками електродним дротом марок Св-08ГС або Св-08Г2С діаметром 0,8-1 мм у вуглекислому газі.

Сила зварювального струму становить 50...75 А, напруга дуги 18...21 В, швидкість зварювання 10...12 м/год. [1].

2. Аналіз останніх досліджень

При зварюванні чавуну низьковуглецевими електродами загального призначення і механізованому зварюванні сталевим дротом найбільш слабке місце звареного з'єднання - навколошовна зона в границі сплавлення. Крихкість цієї зони й наявність у ній тріщин нерідко приводять до відшаровування шва від основного металу.

Відомий спосіб холодного зварювання чавуну [2], при якому оброблення кромки виконують ступінчастого з максимальною шириною оброблення 0,5-0,7 товщини зварюваного металу і додатковим поглибленням усередині оброблення на 0,1-0,15 товщину зварюваного металу з подальшим наплавленням підготовчих шарів на всю поверхню оброблення паралельними валами, при цьому між підготовчими шарами залишають зазор, рівний 1,07-1,1 діаметру електроду, а після наплавлення валиків одержаний зазор заплавляють.

Недоліком вказаного способу є необхідність застосування спеціальних електродів для наплавлення підготовчих шарів, а також практична неможливість витримати в процесі зварювання зазор між підготовчими шарами у вузькому діапазоні, заданому у формулі винаходу 1,07-1,1 діаметру електроду, що для електродів діаметром 3 мм складе всього 3,21-3,3 мм. Крім того, ступінчаста форма оброблення з додатковим поглибленням усередині оброблення вимагає спеціального устаткування і інструменту для її виконання, що не завжди можливо при зварюванні дефектів в реальних виробничих умовах.

Труднощі здійснення даного способу не дозволяють широко використовувати його при ремонті устаткування і заварці дефектів чавунного литва.

Найбільш близьким по технічній суті до описуваного винаходу є спосіб зварювання чавуну [3], при якому в зону дуги, що горить між порошковим дротом і виробом подають вугільний електрод, який розташовують поряд з мундштуком для подачі порошкового дроту і разом з ним живлять струмом зворотної полярності. Вугільна дуга зворотної полярності забезпечує науглецювання металу шва за рахунок вуглецю, що переноситься дугою з вугільного електрода.

Недоліком вказаного способу зварювання є низька технологічність способу, що полягає в необхідності постійного контролю і подачі вугільного електрода в зварювальну дугу. Даний спосіб зварювання не може бути використаний при зварюванні мало вуглецевим зварювальним дротом через перехід вуглецю у наплавлений метал, що призводить до утворення мартенситних структур і тріщин в металі шва.

3. Експериментальна частина

Завдання дослідження – підвищення якості зварного шва і зниження твердості наплавленого металу при холодному електродуговому зварюванні чавунного литва сталевим електродним дротом.

Це досягається тим, що дуга горить між вугільним електродом і виробом, а зварювальний дріт подають через отвір у вугільному електроді, який живиться струмом прямої полярності.

При цьому вугільний електрод одночасно являється струмопідводом до зварювального дроту і речовиною, що утворює вуглекислий газ у дузі при зварюванні на прямій полярності.

Вуглекислий газ виконує захист зварювальної ванни від атмосферного повітря і служить додатковим окислювачем вуглецю, що надходить у зварювальну ванну із основного металу – чавуну.

Зварювання виконують шарами, до заповнення розробки на литві. Кожен з них охолоджують до температури не більше 70 °С, перш ніж буде нанесений наступний.

На рисунку 1 зображена принципова схема виконання зварного з'єднання при використанні способу зварювання чавуну [4]: 1 – основний метал; 2 – вугільний електрод; 3 – мідний наконечник; 4 – корпус пальника для зварювання; 5 – зварювальний дріт; 6 – дуга між вугільним електродом і основним металом; 7 – зварний шов; 8 – зварювальна дуга між дротом і основним металом на постійному струмі прямої полярності, 9 – джерело постійного струму

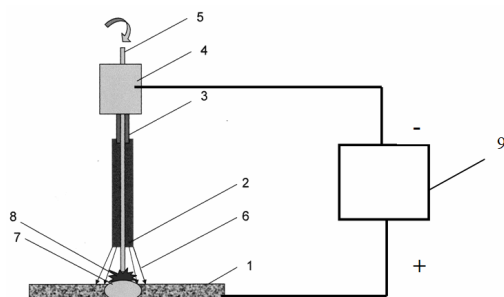


Рис. 1 – Схема виконання способу зварювання чавуну

4. Результати досліджень

Дослідження проводили при холодному зварюванні сірого чавуну марки СЧ21 завтовшки 25 мм сталевим зварювальним дротом марки Св08Г2С на постійному струмі прямої полярності. Діаметр дроту складав 1,6 мм. Сила струму при наплавленні складала 180-200 А, напруга на дузі 26-28 В і швидкість подачі зварювального дроту 120-150 м/год. Швидкість зварювання 7-8 м/год.

Зварювання проводили без попереднього підігріву (див. рисунок 2). В процесі зварювання контролювали температуру основного металу в навколошовній зоні, не допускаючи нагріву деталі вище 70 °С. В результаті досліджень зварних швів пор, тріщин і інших дефектів в зварних швах і зоні термічного впливу не виявлено. Твердість металу шва не перевищувала 230-250 НВ і дозволяла проводити механічну обробку зварних швів звичайним металорізальним інструментом.



Рис. 2 – Приклади ремонтного зварювання чавунних деталей

Технологія машинобудування

Здійснення способу зварювання чавуну, дозволяє видалити з шару металу шва надмірну кількість вуглецю, що приводить до підвищення якості зварного шва і зниження твердості наплавленого металу без застосування дорогих спеціальних електродів і складних технологічних прийомів.

В результаті металографічних досліджень и вимірювання твердості основного металу і зони термічного впливу (рисунок 3) встановлено, що мікроструктура основного металу типова для сірого ферито-перлітного чавуну. По лінії сплавлення спостерігається смуга шириною 0,2 мм, що має структуру перліт + ледебурит + голки цементиту. Твердість ≤ 65 HRC. Далі вглиб наплавленого металу – перліт + ділянки крупногolkового мартенситу + аустеніт + графіт відпалу. Твердість цієї зони ≤ 50 HRC.

Мікроструктура на ширину 2 мм від лінії сплавлення, являє собою суміш мартенситу з троститом різної дисперсності. Твердість 46-50HRC. Біля самого сплавлення – крупні зерна тростито-мартенситу і грубі голки мартенситу. Твердість 54HRC. Далі на ширину 2,5 мм структура характеризується наявністю феритних зерен, невеликої кількості перлітних зерен і включень третичного цементиту. Твердість 250-274 HB. Верхній шар – основа феритна. Незначні включення перліту і третичного цементиту. Твердість 170-206 HB.

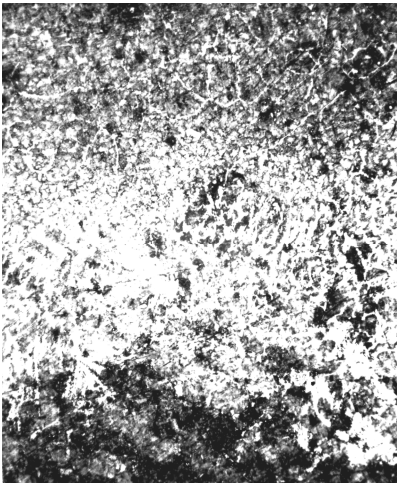


Рис. 3 – Мікроструктура зони сплавлення, $\times 450$

Висновки

1. В результаті досліджень зварних швів пор, тріщин і інших дефектів в зварних швах і зоні термічного впливу не виявлено.
2. Багатошарове заповнення розробки приводить до відпалу зварного шва і зниженню твердості металу шва і навколо шовної зони.
3. Впровадження способу зварювання чавуну в промисловість дасть значний економічний ефект за рахунок використання відносно дешевих сталевих дротів і відсутності захисних газів.

Список використаних джерел:

1. Иванов Б. Г. Сварка и резка чугуна / Б. Г. Иванов, Ю. И. Журавицкий, В. И. Левченко. – М. : Машиностроение, 1977. –С. 56–65.
2. А. с. 531694 СССР, МКИ² В 23 К 33/00. Способ холодной сварки серого чугуна / Г. В. Фомичев ; Каменский комбинат искусственного чугуна. – № 2029572/27 ; заявл. 03.06.74 ; опубл. 15.10.76, Бюл. № 38. – 2 с.
3. А. с. 523770 СССР, МКИ² В 23 К 9/00. Способ сварки чугуна / П. М. Несвитт, В. Н. Радзиевский, Н. М. Сытник, В. Н. Лиханосов, Ю. Ф. Гарцунов, В. П. Шабаль ; Всесоюз. науч.-исслед. и конструктор.-технол. ин-т компрессорного машиностроения. – № 2084847/27 ; заявл. 17.12.74 ; опубл. 05.08.76, Бюл. № 29.
4. Пат. 71145 Україна, МПК⁷ В 23 К 33/00. Спосіб зварювання чавуну / М. А. Калін, Є. С. Дерябкіна ; Укр. інж.-пед. акад. – № у 201113209 ; заявл. 09.11.2011 ; опубл. 10.07.2012, Бюл. № 13. – 3 с. : рис.

References

1. Ivanov, B, Zhuravitskiy, Yu & Levchenko, V 1977, *Svarka i rezka chuguna*, Mashinostroyeniye, Leningrad.
2. Fomichev, G 1976, *Sposob kholodnoy svarki serogo chuguna*, SU Patent 531694.
3. Nesvit, P, Radzievskiy, V, Sytnik, N, Likhanosov, V, Gartsunov, Yu & Shabal, V 1976, *Sposob svarki chuguna*, SU Patent 523770.
4. Kalin, M & Deryabkina, Ye 2012, *Sposib zvariuvannia chavunu*, UA Patent 71145.

Стаття надійшла до редакції 02 вересня 2015 р.

УДК 658.56

**КВАЛІМЕТРИЧНИЙ ІНСТРУМЕНТ ОЦІНЮВАННЯ ЯКОСТІ
ПРОЦЕСІВ РІЗНОЇ ПРИРОДИ**©**Катрич О. О., Тріщ А. Р., Денисенко А. М., Діденко Н. В.***Українська інженерно-педагогічна академія***Інформація про авторів:**

Катрич Олег Олександрович: ORCID: 0000-0002-5749-6006; o.katrich@kernel.ua; кандидат технічних наук; директор; ТОВ «Українська чорноморська індустрія»; вул. Транспортна, 44, м. Іллічівськ, Одеська обл., 68001, Україна.

Тріщ Андрій Романович: ORCID: 0000-0002-0012-4690; trisch_redbull@mail.ru; аспірант кафедри охорони праці, стандартизації та сертифікації; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Денисенко Андрій Миколайович: ORCID: 0000-0002-3179-2376; denisenko-m2012@mail.ru; здобувач кафедри охорони праці, стандартизації та сертифікації; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Діденко Наталя Вікторівна: ORCID: 0000-0001-7407-1360; nataly.v.didenko@gmail.com; асистент кафедри метрології та безпеки життєдіяльності; Харківський національний автомобільно-дорожній університет; вул. Петровського, 25, м. Харків, 61002, Україна.

Процеси, що впливають на якість продукції мають різну природу, тобто їх показники якості різні та вони мають різні шкали оцінювання, але на сьогодні не існує єдиної методики їх оцінювання, крім того різноманітність кваліметричних методів оцінювання вимагає глибокого наукового дослідження в частині оптимальності та ефективності.

Аналіз наукової літератури показав, що існуючі математичні моделі (функції бажаності) дозволяють оцінювати якість продукції та процесів різної природи, але не розроблено дієвого кваліметричного інструменту для їх застосування на виробництві.

Для ефективного застосовувати функцій бажаності на практиці, при оцінюванні процесів, пропонується застосовувати їх числові, які дозволяють отримати інтервальні показники якості процесів, що дозволить зробити універсальну стандартизовану методику, яка може бути застосована при оцінці будь – яких процесів не залежно від їх складності. Розглянуто ряд практичних задач, які можуть виникати при оцінюванні процесів.

Ключові слова: функція бажаності; якість процесу; безрозмірна шкала; інтервал якості; оцінка якості процесу.

Катрич О. А., Тріщ А. Р., Денисенко А. Н., Діденко Н. В. «Кваліметрический инструмент оценивания качества процессов различной природы».

Процессы, влияющие на качество продукции имеют разную природу, то есть их показатели качества разные и они имеют разные шкалы оценивания, но на сегодняшний день не существует единой методики их оценивания, кроме этого разнообразие кваліметрических методов оценивания требует глубокого научного исследования в части оптимальности и эффективности.

Анализ научной литературы показал, что существующие математические модели (функции желательности) позволяют оценивать качество продукции и процессов различной природы, но не разработано действенного кваліметричного инструмента для их применения на производстве.

Технологія машинобудування

Для ефективного застосування функцій желательности на практиці, при оцінюванні процесів, пропонується застосовувати їх числові характеристики, які дозволяють отримати їх інтервальні показники якості, що дозволить зробити універсальну стандартизовану методологію, яка може бути застосована при оцінці будь-яких процесів незалежно від їх складності. Розглянуто ряд практичних завдань, які можуть виникати при оцінюванні процесів.

Ключевые слова: функція желательности; якість процесу; безрозмірна шкала; інтервал якості; оцінка якості процесу.

Katrich O., Trishch A., Denisenko A., Didenko N. “Tools kvalimetricheskoj quality evaluation processes of different nature”.

Processes affecting the quality of the products are different in nature, that is, their quality parameters are different and they have different scales of assessment, but to date there is no single method of evaluation, besides a variety of qualimetric assessment methods requires a thorough research regarding optimal and efficient.

An analysis of scientific literature has shown that the existing mathematical models (desirability function) allow to evaluate the quality of the products and processes of different nature, but do not develop effective kvalimetrichego tool for their application in the workplace.

In order to effectively apply the desirability functions in practice, in assessing the processes, are encouraged to apply their numerical characteristics that allow them to receive the interval parameters of quality that will make a universal standardized methodology that can be applied when assessing what - or processes regardless of their complexity. A number of practical problems that may arise when evaluating processes.

Keywords: desirability function; quality of the process; dimensionless scale; range of quality; quality assessment process.

1. Актуальність теми

Випуск конкурентоспроможної продукції особливо актуально сьогодні, так як, Україна задекларувала курс на вступ в Європейський Союз, тому промисловим підприємствам і організаціям необхідно застосовувати комплексний підхід до забезпечення якості продукції та готуватися до жорсткої конкурентної боротьби в умовах Європейської ринкової економіки. Якість продукції тісно пов'язана з якістю процесів її виробництва, що являється одним із принципів сучасного управління якістю.

Як відомо, управляти можна тим, що можна оцінити, тому стоїть завдання оцінювання процесів, які впливають на якість продукції. Так як якісні показники продукції різні та мають різні шкали оцінювання, то процеси, що на них впливають теж мають різну природу. На сьогодні не існує єдиної методології оцінювання процесів, так як кожне підприємство унікальне за різними показниками і їх унікальність залежить від виду продукції, що випускається або послуги, масштабів, структури підприємства, від кваліфікації персоналу та багатьох інших факторів. Крім цього велика різноманітність кваліметричних методів оцінювання вимагає глибокого наукового дослідження в частині оптимальності та ефективності їх використання для кожного конкретного випадку.

Так як процеси мають різну природу, ступінь складності і рівень значущості в системі, то їх показники якості різнорідні і вони мають різні шкали оцінювання. Для оцінювання процесів необхідно привести оцінки показників якості всіх процесів в одну, бажано безрозмірну, шкалу. В [1] показано різні залежності оцінки основних показників якості різних об'єктів з безрозмірною величиною, але для всіх об'єктів такі залежності розробити неможливо, так як їх безліч і властивості їх постійно змінюються. Крім того методи, алгоритми і методики оцінки якості процесів різні. В таких умовах одні показники якості можуть бути заниженими, що може призвести до зниження якості готової продукції або подорожчання технологічних процесів для її підвищення, а інші завищені, що підвищить її вартість. Тому бажано мати єдину систему оцінки якості процесів.

У статті [2] пропонуються залежності показників якості процесів, які мають різні розмірності з їх оцінками на безрозмірній шкалі, при цьому пропонується використовувати порядкові статистики. Тобто ці залежності мають враховувати мінімально - допустиме значення показника якості процесу та максимально - допустиме значення показника його якості, а також його найкраще (оптимальне) значення. Крім цього пропонується знайти єдиний (універсальний) вид залежності, а параметром форми змінювати її крутизну, що дозволить застосовувати їх для оцінки різних процесів з різними вимогами до якості. Такий вид залежностей вперше був застосований для оптимізації технологічних процесів автором наукової статті Дірінгером ще у 1980 році [3], а також для оцінки систем управління якістю автором дисертації Н. Горбенко [4], але, на наш погляд, в даних роботах не досконалим являється їх застосування в частині визначення коефіцієнта форми, що являється найважливішим фактором у оптимальності їх застосування на практиці.

В роботах [5–7] в якості функції для переведу різнорозмірних показників якості в безрозмірну величину використовували функцію бажаності, яка відома як функція Харінгтона, яка має подвійний експоненціальний вигляд і має ряд особливостей, які приваблювали дослідників до практичного її застосування [7]. З одного боку серія залежностей враховує чотири групи показників якості, але застосовується один і той вид залежності – подвійний експоненційний розподіл, що вважається її недоліком. Тому у якості функції бажаності для переведу різнорозмірних показників якості процесів в безрозмірну величину пропонується функція [8]:

$$F_x = \begin{cases} 0 & X_i \leq X_{i \min} \\ \left[\frac{X_i - X_{i \min}}{X_{i \max} - X_{i \min}} \right]^k & X_{i \min} < X_i < X_{i \max} \\ 1 & X_i \geq X_{i \max} \end{cases} \quad (1)$$

де: X_i – дійсне (виміряне) значення показника якості процесу;

$X_{i \min}$ – мінімальне значення показника якості процесу;

$X_{i \max}$ – максимальне значення показника якості процесу;

k – параметр форми, який змінює кривизну залежності.

Технологія машинобудування

Загальний вигляд функції бажаності та її числові характеристики показано на рис. 1.

Дана функція (1) враховує максимально-допустиме і мінімально-допустиме значення показника якості процесу, а також його найкраще (оптимальне) значення. Крім цього присутній параметр форми і крутизни функції, що дозволить застосовувати їх для оцінки різних по значимості процесів з різними вимогами до якості.



Рис. 1 – Загальний вигляд функції бажаності та її числові характеристики

Якщо параметр форми змінюється від 0,1 до 1 з кроком 0,1, то функції (серія функцій) буде вигнута уверх. Якщо параметр форми буде змінюватися від одиниці до десяти з кроком 1, то функції бажаності будуть увігнуті в низ, як показано на малюнку.

Застосування такого виду функції бажаності дозволить отримувати показник якості процесів на безрозмірній шкалі, а параметр форми дозволить вибирати необхідну функцію, залежно від точності та значимості процесу.

Для ефективного застосовувати функції бажаності на практиці, при оцінюванні процесів, необхідно мати їх числові характеристики. Це дозволить зробити стандартизовану методику, яка буде універсальною і може бути застосована при оцінці будь – яких процесів не залежно від їх складності та ін.

Розглянемо ряд практичних задач, які можуть виникати при оцінюванні процесів. Наприклад, якщо взяти функцію бажаності (1) та задатися фіксованим параметром форми k , то можна знайти межі, в які повинен попадати показник якості x_i при умові, що значення його оцінки F_x буде в заданому інтервалі $[a-b]$.

Так як інтервал оцінки якості на безрозмірній шкалі міняється від «0» до «1», то повинна виконуватись умова:

$$0 < a < F_x < b < 1,$$

де a та b нижня та верхня межі заданого інтервалу оцінки F_x

Для вирішення цієї задачі вирішимо ступінну нерівність:

$$a < \left[\frac{x_i - x_{i\min}}{x_{i\max} - x_{i\min}} \right] < b$$

Отримаємо нерівність:

$$a^{\frac{1}{k}} < \left[\frac{x_i - x_{i\min}}{x_{i\max} - x_{i\min}} \right] < b^{\frac{1}{k}}$$

або:

$$a^{\frac{1}{k}}(x_{i\max} - x_{i\min}) + x_{i\min} < x_i < b^{\frac{1}{k}}(x_{i\max} - x_{i\min}) + x_{i\min}$$

Зазначимо, що довжина інтервалу, в якому повинен знаходитись вимірний показник якості процесу буде:

$$L = \left(b^{\frac{1}{k}} - a^{\frac{1}{k}} \right) (x_{i\max} - x_{i\min})$$

На прикладі розсіювання показників якості процесу олійного виробництва, за умови, що $a = 0,6$, $b = 1$, та $1 \leq k \leq 10$, графік залежності довжини інтервалу L від значення параметру форми k має вигляд (рис. 2), з якого видно, що довжина інтервалу може становити до 0,3 % поля допуску показника якості процесу, що дає можливість вибору варіантів управління.

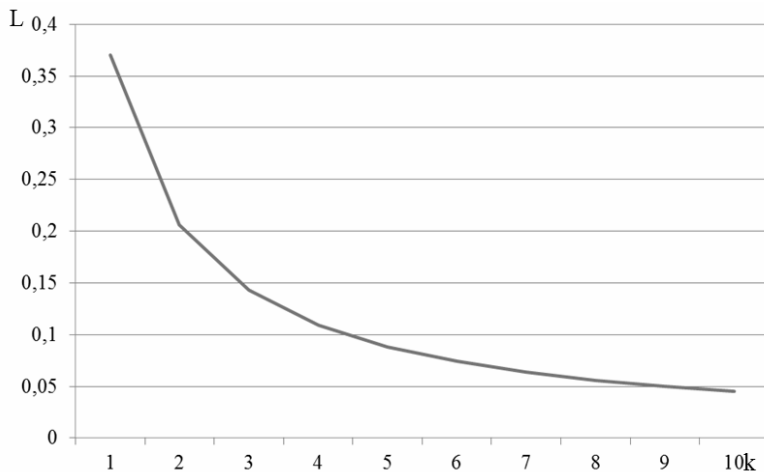


Рис 2 – Графік залежності L від k

А нижня межа інтервалу, в якому повинен знаходитись вимірний показник якості процесу при заданому інтервалі оцінки F_x та заданому параметрі форми k буде:

$$\bar{a} = a^{\frac{1}{k}}(x_{i\max} - x_{i\min}) + x_{i\min}$$

Отже, якщо маємо нижню межу інтервалу показника якості процесу і маємо довжину інтервалу, то можемо отримати верхню

межу відповідного інтервалу:

$$\bar{b} = \bar{a} + L$$

Крім того, можемо визначити величину, на яку інтервал вимірних значень якості процесу повинен відрізнятись від мінімально допустимого значення $X_{i\min}$

$$\bar{L} = a^{\frac{1}{k}}(x_{i\max} - x_{i\min})$$

Технологія машинобудування

У випадку, коли має місце модель (3.2), то аналогічним способом можна знайти спочатку верхню межу інтервалу:

$$\bar{b} = x_{i\max} - a^{\frac{1}{k}}(x_{i\max} - x_{i\min})$$

в такому випадку нижня межа інтервалу буде:

$$\bar{a} = \bar{b} - L$$

Використовуючи функції бажаності можна вирішити обернену задачу. Нехай буде задано межі оцінок показника якості процесу F_x в заданому інтервалі $[a - b]$ таким чином:

$$0 < a < F_x < b < 1,$$

і відомо вимірне значення показника якості x_i , тоді можна знайти інтервал для параметрів форми k , при якому буде гарантовано виконання умови. Другими словами визначимо всі функції, які при заданому (вимірному) значенні x_i забезпечать задану оцінку якості на безрозмірній шкалі. Для вирішення цієї задачі вирішимо ступінну нерівність:

$$a < \left[\frac{x_i - x_{i\min}}{x_{i\max} - x_{i\min}} \right]^k < b$$

Зауважимо, що

$$0 < \left[\frac{x_i - x_{i\min}}{x_{i\max} - x_{i\min}} \right]^k < 1$$

Тому для спрощення розрахунків можна записати нерівність, застосовуючи натуральні логарифми:

$$\frac{\ln b}{\ln \frac{x_i - x_{i\min}}{x_{i\max} - x_{i\min}}} < k < \frac{\ln a}{\ln \frac{x_i - x_{i\min}}{x_{i\max} - x_{i\min}}}.$$

Отже таким чином знайшли інтервал, в якому повинен знаходитись параметр форми k при заданих умовах.

Задамо ще оду можливу умову. Нехай задано фіксовану оцінку показника $F_x = a$, при цьому вимірне значення показника якості x_i знаходиться в інтервалі $[\bar{a} - \bar{b}]$, тоді можна визначити діапазон значень параметру форми k , при якому будуть виконуватися задані умови. Другими словами визначимо всі функції, які при діапазоні заданих (вимірних) значеннях x_i забезпечать задану оцінку якості $F_x = a$ на безрозмірній шкалі. Для вирішення цієї задачі рішаємо рівняння:

$$\left[\frac{x_i - x_{i\min}}{x_{i\max} - x_{i\min}} \right]^k = a$$

Звідси

$$k = \frac{\ln a}{\ln \frac{x_i - x_{i\min}}{x_{i\max} - x_{i\min}}}$$

Враховуючи, що $\bar{a} < x_i < \bar{b}$ отримуємо інтервал допустимих параметрів форми k :

$$\frac{\ln a}{\ln \frac{\bar{a} - x_{i\min}}{x_{i\max} - x_{i\min}}} < k < \frac{\ln a}{\ln \frac{\bar{b} - x_{i\min}}{x_{i\max} - x_{i\min}}}$$

Отже за допомогою функцій бажаності можна визначити ряд корисних числових показників якості процесу, застосовуючи які, можна управляти оцінками якості, зменшувати або збільшувати їх, що дозволить ефективно управляти якістю процесів. Таку методіку можна застосовувати і для оцінки якості продукції.

Висновки

Запропоновані числові характеристики системи залежностей, які дозволяють отримати інтервальні показники якості процесів, чим робить більш універсальною систему залежностей. Запропоновані числові характеристики дозволяють вирішувати ряд практичних задач в кваліметрії та можуть застосовуватися при оцінці якості продукції.

Список використаних джерел:

1. Азгальдов Г. Г. О кваліметрії / А. А. Азгальдов, Э. П. Райхман. – М.: Издательство стандартов, 1973. – 172 с.
2. Горбенко Н. А. Оценивание процессов системы менеджмента качества предприятий на соответствие требований международных стандартов серии ISO 9000 / Н. А. Горбенко, О. А. Катрич // Вісник Національного технічного університету «ХПИ». Сер.: Механіко-технологічні системи та комплекси: зб. наук. пр. – Харків, 2014. – № 40 (1083). – С. 20–25.
3. Derringer G. Simultaneous Optimization of Several Response Variables / G. Derringer, R. Suich // *Journal of Quality technology*. – 1980. – Vol. 12, no. 4, Oktober. – P. 83–89.
4. Горбенко Н. А. Розробка методології оцінювання процесів систем управління якістю підприємств з урахуванням вимог міжнародних стандартів : дис. ... канд. техн. наук : 05.01.02 / Н. А. Горбенко. – Харків, 2014. – 165 с.
5. Трищ Р. М. Обобщенная точечная и интервальная оценки качества изготовления детали ДВС / Р. М. Трищ, Е. А. Слитюк // *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. – 2006. – № 1. – С. 63–67.
6. Трищ Р. М. Точечная и интервальная оценки качества изделий / Р. М. Трищ, Е. А. Слитюк // *Вестник НТУ «ХПИ»*: зб. наук. пр. – Харків, 2006. – Темат. вып. 27 : Новые решения в современных технологиях. – С. 96–102.
7. Трищ Г. М. Розробка методології оцінювання процесів систем управління якістю підприємств з урахуванням вимог міжнародних стандартів : дис. ... канд. техн. наук : 05.01.02 / Г. М. Трищ ; Нац. ун-т «Львівська політехніка». – Львів, 2014. – 162 с.
8. Катрич О. О. Розвиток кваліметричних методів оцінювання процесів систем управління якістю підприємств відповідно до вимог міжнародних стандартів : дис. ... канд. техн. наук : 05.01.02 / О. О. Катрич ; Укр. інж.-пед. акад. – Харків, 2015. – 163 с.

References

1. Azgaldov, G & Raykhman, E 1973, *O kваліметрії*, Izdatelstvo standartov, Moskva.
2. Gorbenko, N & Katrich, O 2014, 'Otsenivaniye protsessov sistemy menedzhmenta kachestva predpriyatiy na sootvetstviye trebovaniy mezhdunarodnykh standartov serii ISO 9000', *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu "KhPI": zbirnyk naukovykh prats. Seriya: Mekhaniko-tekhnologichnyi systemy ta komplekсы*, no. 40(1083), pp. 20-25.
3. Derringer, G & Suich, R 1980, 'Simultaneous Optimization of Several Response Variables', *Journal of Quality technology*, vol. 12, no. 4, Oktober, pp. 83-89.
4. Horbenko, N 2014, 'Rozrobka metodolohii otsiniuvannia protsesiv system upravlinnia yakistiu pidpriemstv z urakhuvanniam vymoh mizhnarodnykh standartiv', *Kand.tekh.n. thesis, Ukrainska inzhenerno-pedahohichna akademiia*, Kharkiv.
5. Trishch, R & Slityuk, E 2006, 'Obobshchennaya tochechnaya i intervalnaya otsenki kachestva izgotovleniya detali DVS', *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, no. 1, pp. 63–67.
6. Trishch, R & Slityuk, E 2006, 'Tochechnaya i intervalnaya otsenki kachestva izdeliy', *Vetsnyk NTU "KhPI"*, *Novyye resheniya v sovremennykh tekhnologiyakh*, iss. 27, pp. 96–102.
7. Trishch, H 2014, 'Rozrobka metodolohii otsiniuvannia protsesiv system upravlinnia yakistiu pidpriemstv z urakhuvanniam vymoh mizhnarodnykh standartiv', *Kand.tekh.n. thesis, Natsionalnyi universytet "Lvivska politekhnika"*, Lviv.
8. Katrich, O 2015, 'Rozvytok kваліmetrychnykh metodiv otsiniuvannia protsesiv system upravlinnia yakistiu pidpriemstv vidpovidno do vymoh mizhnarodnykh standartiv', *Kand.tekh.n. thesis, Ukrainska inzhenerno-pedahohichna akademiia*, Kharkiv.

Стаття надійшла до редакції 16 листопада 2015 р.

УДК 655.3:006.015.5

ДЕЯКІ АСПЕКТИ ПО ВИЗНАЧЕННЮ ПАРАМЕТРІВ ЯКОСТІ ЦИФРОВОГО ДРУКУ, ОДИНИЦІ ВИМІРУ, ЇХ ЕТАЛОННІ ЗНАЧЕННЯ ТА КРИТЕРІЇ ОЦІНКИ

©Маршуба В. П., Яценко Л. О.

Українська інженерно-педагогічна академія

Інформація про авторів:

Маршуба В'ячеслав Павлович: ORCID: 0000-0003-1426-6240; marshuba_vp@mail.ru; кандидат технічних наук; доцент кафедри інформаційних комп'ютерних і поліграфічних технологій; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Яценко Ларіса Олександрівна: ORCID: 0000-0002-6158-6207; yatsenko-larisa@mail.ru; старший викладач кафедри інформаційних комп'ютерних і поліграфічних технологій; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Метою роботи було визначення основних параметрів якості цифрового друку, за аналогом з офсетним друком, одиниць виміру таких показників як оптична щільність, колірна відмінність, тоновий приріст та інше, їх еталонні значення і критерії оцінки.

Проведений аналіз літературних джерел з даної теми показав, що сучасний підхід до визначення якості випускається поліграфічної продукції, знаходиться на дуже низькому рівні. Це пов'язано з недосконалістю інструментальних методів контролю якості продукції і суб'єктивністю замовників даної продукції з одного боку, тоді як з іншого відсутністю стандартів з контролю якості для цифрового друку.

В результаті проведених пошукових досліджень та аналізу джерел було встановлено, що існуючі стандарти з визначення якості продукції при офсетного друку, можливо, також застосувати і для цифрового друку з деякими обмеженнями, що відповідають параметрам даного виду друку. Отримані значення оптимальних зональних оптичної щільності, можна використовувати в роботі друкованих цехів, як нормативні значення оптичної щільності, так і для друкаря, отже, і в системах автоматичного контролю відбитків.

Нестабільність процесу друку, викликана найрізноманітнішими факторами, в які входять, як об'єктивні, так і суб'єктивні чинники, тобто фактори, які передбачають з одного боку як високу зношеність обладнання, з іншого боку закінчуються існуючими кліматичними умовами. Виходом із ситуації є створення ІСС профілів для кожної друкарської машини. Слід зазначити, що профіль може бути індивідуальний як для конкретної друкарської машини, так і для кожної пари папір – фарба.

Ключові слова: цифровий друк; якість друку; стандарт; оптична щільність.

Маршуба В. П., Яценко Л. А. «Некоторые аспекты по определению параметров качества цифровой печати, единиц измерения, их эталонных значений и критериев оценки».

Целью работы было определение основных параметров качества цифровой печати, по аналогу с офсетной печатью, единиц измерения таких показателей как оптическая плотность, цветовое различие, тоновый прирост и прочее, их эталонные значения и критерии оценки.

Проведенный анализ литературных источников по рассматриваемой теме показал, что современный подход к определению качества выпускаемой полиграфической продукции, находится на очень низком уровне. Это связано с несовершенством инструментальных методов контроля качества продукции и субъективностью заказчиков данной продукции с одной стороны, тогда как с другой отсутствием стандартов по контролю качества для цифровой печати.

В результате проведенных поисковых исследований и анализа источников было установлено, что существующие стандарты по определению качества продукции при офсетной печати, возможно, также применить и для цифровой печати с некоторыми ограничениями, соответствующих параметрам данного вида печати. Полученные значения оптимальных зональных оптических плотностей, можно использовать в работе печатных цехов, как нормативные значения оптических плотностей, так и для печатника, следовательно, и в системах автоматического контроля отпечатков.

Нестабильность процесса печати, вызвана самыми разнообразными факторами, в которые входят, как объективные, так и субъективные факторы, то есть факторы, которые предусматривают с одной стороны как высокую изношенность оборудования, с другой стороны заканчиваются существующими климатическими условиями. Выходом из ситуации является создание ICC профилей для каждой печатной машины. Следует отметить, что профиль может быть индивидуальным как для конкретной печатной машины, так и для каждой пары бумага – краска.

Ключевые слова: цифровая печать; качество печати; стандарт; оптическая плотность.

Marshuba V., Yatsenko L. “Some aspects to determine the quality parameters of digital printing, measurement units, their reference values and benchmarks”.

The aim of the work was to determine the basic parameters of the quality of digital printing, similar to offset printing, units of measurement indicators such as optical density, color difference, tone and increase in other, their reference values and evaluation criteria.

The analysis of the literature on the topic has shown that a modern approach to the determination of the quality of printed products, is at a very low level. This is due to imperfection of the instrumental methods of quality control and customer subjectivity of these products on the one hand, while on the other the lack of standards for quality control for digital printing.

As a result of exploratory research and analysis of the sources it has been found that the existing standards for measuring the quality in offset printing may also be applied for digital printing with some limitations relevant parameters of the printing form. The values obtained for optimal zonal optical density can be used in print shops as normative values of optical densities, and for the printer, therefore, and in the automatic monitoring prints.

Instability of the printing process, due to various factors, which include, both objective and subjective factors, i.e. factors which provide on the one hand as a high wear of equipment, on the other end by existing weather conditions. The way out is to create a ICC profile for each of the printing press. It should be noted that the profile can be personalized for a particular printing press, and for each pair of the paper – the paint.

Keywords: digital printing, print quality, a standard optical density.

1. Постановка проблеми в загальному вигляді

Цифрова друкована техніка – відносно новий напрямок в поліграфії. Використання цифрових технологій надає можливість оперативної зміни тексту або зображення; друк одиничних екземплярів, персоналізацію, і т.п., в залежності від індивідуальних побажань замовника. Якість сучасних цифрових апаратів не поступається якості промислової поліграфічної продукції, а по точності передачі кольору служить еталоном передачі кольору.

Технологія машинобудування

Як і у будь-якого іншого типу обладнання, у цифрових друкарських машин є свої достоїнства і недоліки, що визначають переважну область застосування.

Для отримання зображення у Xerox DocuColor-12 використовується технологія електрофотографія (ксерографії). Повнокольорове зображення формується за допомогою чотирьох сухих барвників (тонерів) блакитного, малинового, жовтого і чорного кольорів (СМУК). Тонер двокомпонентний, тобто в суміші присутня безпосередньо барвник і проявник (девелопер), склад тонера також значно відрізняється від попередніх моделей. Для отримання високоякісних відбитків роздільною здатністю до 600 dpi розмір часток тонера не перевищує 6 мкм. Інша новинка конструкції Xerox DocuColor-12 це технологія переносу зображення з використанням проміжної стрічки ІВТ. Складові кожного з квітів спочатку формуються на фоторецептора (барабані), а потім послідовно переносяться на стрічку ІВТ. Після 4-х циклів формування зображення на стрічці, воно переноситься на папір і далі закріплюється в печі (фьюзері).

До недоліків цифрового друку можна віднести різке зниження якості відбитка зворотного боку при використанні щільних паперів, а особливо фактурних паперів типу «льон», «верже», а також невеликі не суміщення відбитку з оборотом. Як недолік можна розглядати і неможливість друку на темних паперах, наприклад на чорній або синій. Оскільки барвник має низьку оптичну щільність (як офсетна фарба), він напівпрозорий і видно тільки на білою або світлою папері.

Як відомо, що процес друкування різноманітної продукції, це багаторазове отримання однакових зображень з наперед заданими параметрами якості, що отримані шляхом перенесення фарби з друкованої форми (безпосередньо чи через проміжну поверхню) на матеріал, що задруковується.

На теперішній час найбільш якісним способом друком вважається пласка офсетна печатка, але ж по якості виконання відбитків її на п'ятки наступає цифровий друк.

Як відомо, основні вимоги щодо друкованої продукції (відбитків), є їх ідентичність між собою і відповідність еталоном з такими параметрами якості. Тобто, основними параметрами всіх видів друку відбитків, є їх ідентичність між собою і відповідність еталоном з такими параметрами якості, як оптична щільність, растискування, колориметрія барвистих верств. Крім того до основних параметрів якості всіх видів друку, необхідно також віднести якість відбитків як в началі друку, середині, так і в кінці накладу. Но, на теперішній час не має досить точних методів контролю основних вимог щодо друкованої продукції (відбитків).

Поліграфія має безліч нюансів і проблем, однією з яких вважається брак. Коли клієнт пред'являє претензії щодо якості друку, то це дуже неприємна річ для друкарень. Більш неприємна річ, коли робота, виконана якісно, все одно не задовольняє клієнта. І справа навіть не в професіоналізмі, яким володіють поліграфісти, не в обладнанні.

Які найчастіше виникають проблеми і претензії замовників? У першу чергу, це якість і терміни. Причому якість деякі оцінюють виходячи з власного смаку. Якщо замовнику не подобається кінцевий (якісний) результат – це брак. Ряд чітких критеріїв практично не використовується, а якість визначається на підставі візуального сприйняття. Це навіть логічно, в деякій мірі, адже візитка – це ще й реклама послуг, а якщо вона не впадає в очі

людям, то мало ймовірно, що цією послугою хтось скористається. Але, тим не менш, крім візуального сприйняття існують певні норми, згідно з якими і оцінюється якість друку.

З'являється перспектива об'єктивно оцінювати якість продукції, спираючись на кількісні показники. Але ж на сьогодні така оцінка більшою мірою суб'єктивна: подобається не подобається відбиток. Тобто потрібна стандартизація всіх параметрів, або можливість фахівців спілкуватися однією мовою, навіть якщо рідна мова яких, є різна. На увазі мається зовсім не англійська мова, чи інша, а сувора мова цифр, однаково зрозуміла всім, незалежно від національної належності. Тобто, для ефективного використання комп'ютерних систем при цифровому друку зазначені параметри необхідно стандартизувати.

2. Аналіз досліджень і публікацій за темою статті

Зміна тисячоліть ознаменувалася процесом глобальних перетворень в поліграфічній галузі. Людство перейшло до інформаційного суспільства, що характеризується переходом до практично повної комп'ютеризації, та широким використанням мережових комунікацій. Окремі фахівці підкреслюють, що у майбутньому найбільше значення повинні мати не інвестиції в розробку машин, а інвестиції по людям й у інновації [1, 2].

Багато новітніх досягнень у галузі електроніки швидко знаходять практичне використання у поліграфії. Як зазначено в енциклопедії Г. Киппхана [3], «електроніка забезпечує керування друкованим виробництвом, завдяки чому досягається гарна якість продукції і висока продуктивність устаткування... Тільки таким чином можна скоротити терміни виконання замовлень і задовольнити вимоги клієнтів, щодо високої якості продукції». Тому на підставі новітніх розробок у комп'ютерній галузі, було розроблено новітній вид друку продукції - цифровий друк, що використовує останні досягнення людства.

На теперішній час цифровий друк набув достатньо широкого поширення завдяки ряду незаперечних переваг, а саме можливо віддрукувати обмежений тираж, що буде виготовлений дуже швидко [4]. Тобто використовуючи технологію цифрового друку, можливо отримати готову продукцію вже через декілька хвилин після відправки файлу у виробництво. Звичайно така продукція для друку повинна бути зроблена у вигляді оригінал макету.

Крім того, якість примірників продукції сучасного цифрового друку настільки сильно наблизилась до якості такої же продукції, що надрукована офсетним способом, що їх найчастіше буває дуже складно відрізнити одно від одного. А такі параметри, як ідентичність відбитків всередині тиражу, при використанні даної технології вже є більш стабільними, ніж в офсетному.

В усьому світі стандартизації всіх галузей людської діяльності зараз приділяється велика увага. Створюються національні інститути, різні міжнародних організацій зі шляхетною метою призвести до спільного знаменника усе найкраще, що вони досягнуто, намітити тенденції її подальшого розвитку. Дотримання певних кількісних характеристик дозволяє прогнозувати результати друку. Відкривається можливість широкого впровадження системи управління кольором CMS (Color Management System). Дизайнерам і друкарям стане простіше працювати.

На теперішній час у ряді країн існують стандарти до якості друку різними способами, а саме є стандарти для офсетного друку, які можливо певний час використовувати також і для цифрового друку (до введення стандартів для цифрового друку), так як процеси переносу фарби в них досить схожі.

Технологія машинобудування

Розглянемо існуючі стандарти, їх перемоги та недоліки на прикладі офсетного друку, так як основні процеси, що протікають при цифровому друку антологічні розглянутим нижче.

В основі цифрового друку лежать процеси, якими управляють спеціальні автоматичні устрою, а не людина, тобто їх ще називають автоматизованими. Автоматизація технологічних процесів - одна з головних напрямів науково-технічного прогресу. Мета автоматизації - це підвищення продуктивності та ефективності праці, поліпшенні якості продукції, що виготовляється.

Автоматизація друкованих процесів на сучасних високошвидкісних друкарських машинах - завдання першочерговою важливості. Це тим, що міра інформації, яка потрібна на правильного ведення процесу, зростає, а час отримання і осмислення друкарем цієї інформації, для прийняття рішень та їх виконання скорочується. Існують пристрої, що дозволяють отримувати об'єктивну кількісну інформацію про події в керованих процесах. Такі пристрої допомагають друкарю кількісно та якісно оцінити які існують у друкованому процесі відхилення та їх компенсувати.

3. Виклад основного матеріалу

У 1990 р. Госкомдрук СРСР затвердив ОСТ 29. 66-90 – денситометричні норми друкування для чотирьох груп паперів, - у якому також наведені допустимі відхилення щільності плашок по сухому відбитку. Бо він, судячи з усього, був прив'язаний до фарб амторжокского заводу, а подальші дослідження було припинено на початку 1990-х рр., тобто стати законодавцем моди у галузі йому навряд чи пощастить.

У Америці на цей час існує одразу дві провідних документи, що дозволяють вирішувати питання якості друку різноманітної поліграфічної продукції. По-перше, це стандарт SWOP (Specifications for Web Offset Publications), провідний документ, який свій початок відраховує від 1975 р. і котрий зазнав дев'яте перевидання 2001 р. «for the New Millennium». По-друге, стандарт GRACOL (General Requirements for Applications in Commercial Offset Lithography) версії 6,0 зразка 2002 р.

SWOP починав з рекомендацій по використуванні матеріалів, виготовлення фотоформ і кольоропроб і тільки з 1986 р. придбав сучасний вигляд, як у нього ввійшло безпосередньо рекомендації з питань друку. Відповідно до самої назви, SWOP – це стандарт для рулонного офсетного друку. Він знаменитий тим, що є першим і єдиним повноцінним стандартом друку, датованому кінцем 80-х рр. уже минулого століття. GRACOL, певне, було створено по образу і подоби, але вже він більш розглядає потреби листового високоякісного кольорового друку. Розглянуті стандарти можливо застосовувати також і для цифрового друку.

У обох стандартах задля встановлення якісних характеристик друку використовуються основні параметри як щільність плашок, растискування, контраст преси й загальний ліміт фарб при заданій лініатуре. Растискування вимірюється при 50 % растру, а контраст – при 75 %. Наводяться можливі допуски на значення щільності ($\pm 0,1$), растискування (± 3) і контрасту (± 5). Природно, що SWOP рекомендує лініатуру 52 лин/см за максимального ліміті фарби 300 %, GRACOL відповідно 69 лин/см - при 320 %. Але в них

майже збігаються характеристики «балансу по-сірому», та відрізняються всього на 1 % в півтонах. Рекомендоване растискування однаково. Зберігається єдиний підхід до підтримки «балансу по-сірому», колір растискування будь-яких двох фарб із трьох (СМУ) не покиненні відрізнятися одне від друга понад 4 % в обох напрямках від своїх еталонних значень.

У цих стандартів є одна принципова відмінність. Вона залежить від підходу до визначення еталонних плашок. GRACOL використовує класичний підхід, оперуючи значеннями денситометричних щільностей, тоді як SWOP принципово не довіряє інструментальному контролю, справедливо вважаючи, що реальні числові показання різних приладів можуть бути різні друг від друга.

У зв'язку з цим SWOP пропонує використовувати еталонну шкалу зі значеннями щільностей (SWOP Hi-Lo Color Reference), що поширюється окремо від самого стандарту. Цей еталон кольору є вісім плашок, відповідно по дві за кожен колір СМУК: мінімальна та максимальна інтенсивність кожного кольору. Отже, одночасно задається як сам колір, так і його можливий інтервал. Денситометр рекомендується використовувати для порівняльної оцінки тиражного відбитка і цієї шкали у разі, коли з якихось причин людське око підводить.

Розглянемо існуючі інші стандарти.

Міжнародна організація по стандартизації - ISO (The International Organization for Standardization) багато років розробляє нормативні документи щодо різноманітних галузей людської діяльності, зі врахуванням інтересів усіх країн, які у ній є і Україна [5, 6]. Стандартизація даної організації систематизована різними областями. Але ж нас цікавлять тільки стандарти щодо друку.

Є кілька стандартів ISO, мають якийсь стосунок до друкованому процесу. Найбільш значимими для офсетного друку є такі:

– ISO 13655-2009 «Технологія поліграфії. Вимірювання спектральних характеристик і розрахунок колориметричних характеристик для графічних художніх зображень», який обговорює умови і рекомендації виміру кольору по трьом координатам з використання методу денситометрії та оговорює принципи та інструменти, що для цього застосовують;

– ISO 12642-1:1996 «Технологія зображення. Обмін цифровими даними при підготовці до друку. Вхідні дані для опису 4-кольорового друку» – він дозволяє характеризувати параметри, які визначають умови друку для різних процесів, що використовуються в поліграфічній промисловості. Професіонали, що об'єднуються загальними цілями роботи, можуть використовувати значення рекомендованих параметрів в обміні інформацією для визначення умов передбачуваної печатки та / або для управління процесом друку. Цей стандарт включає словник термінів і визначень і встановлює мінімальний набір технологічних параметрів, які однозначно визначають друковані характеристики чотирьох фарбового растрового зображення. Параметри були обрані стосовно до наступним технологічними стадіями: кольороподіл, виготовлення друкованої форми, виготовлення проби, тиражний друк і обробка поверхні.

Вони повністю застосовні до:

– технологій отримання проб і друку, що використовують на вході кольороподільні фотоформи;
– виготовлення пробних і тиражних відбитків з поверхонь, що друкують, отриманих без застосування фотоформ, поки зберігаються прямі аналогії з використовують технологіями:

Технологія машинобудування

– виготовлення пробних і тиражних відбитків з використанням більш ніж чотирьох фарб, поки зберігаються прямі аналогії з чотириколірною печаткою відносно вихідної інформації, растрування, властивостей запечатування і параметрів друку;

– лінійчатих растрів і, де доречно, до тих, які не мають виражених кутів повороту растра або вираженою періодичністю растра.

Стандартом, гідною особливої уваги, є ISO 12647-2:2004 «Поліграфічні технології. Управління процесами кольороподілу, виготовлення кольоропроб і тиражних відбитків. Частина 2: Офсетний друк», який вперше побачив світ у 1996 р.

І хоча за змістом стандарт ISO 12647-2:2004 менше циклопедичен, як, наприклад, SWOP чи GRACOL, все-таки цей документ, необхідний. У ньому послідовно наводяться вимоги до всьому технологічному ланцюжку тиражування друкованої продукції, дані контролю процесів, починаючи з виготовлення фотоформ. У основній частині стандарту містяться значення або сукупність значень первинних параметрів, пов'язаних з технічними властивостями на півтонового офсетного друку. Первинні параметри – це лініатура, тонове прирошення (розтискування), кольори плашок і друкованої основи.

Мета виготовлення кольоропроби – це моделювання візуальних характеристик закінченого виробу настільки близько, наскільки можливо. Щоб візуально відповідати специфіці печатки, виготовлення кольоропроби поза друкарської машини часто вимагає значень щільності плашок і тонового прирошення, які відрізняються від таких в процесі друку, який вони призначені моделювати. Це викликано відмінностями в явищах типу глянцею, світлового розкиду (друкованої основи або барвника), метамеризма і прозорістю.

Ця частина ISO 12647-2:2004:

– безпосередньо застосовна до виготовлення кольоропроб і друкованим процесам, що використовують кольороподільні фотоформи;

– безпосередньо застосовна до виготовлення кольоропроб і друку з друкарських форм, вироблених без використання фотоформ, поки зберігаються прямі аналогії з виготовленням фотоформ;

– застосовна до виготовлення кольоропроб і друку з більш, ніж чотирма фарбами, поки зберігається пряма аналогія з чотириколірною печаткою як для даних, так і для лініатури, для друкованих основ і параметрів друку;

– застосовна за аналогією до регулярних і стохастичним растрів.

Дані, призначені для друку, повинні бути в колірному форматі СМҮК або з трьома компонентами. У всіх випадках цифрові файли даних або кольороподільні фотоформи, що поставляються для друку, повинні супроводжуватися печаткою кольоропроби, яка моделює передбачувані умови друку. Цей факт повинен бути перевірений шляхом вимірювань докладної контрольної шкали або подібним пристроєм контролю, яке надруковано на кольоропробі разом з сюжетом.

Попри таку безліч стандартів, жоден з них не прижився в поліграфії на 100%, оскільки на дотримання впливає занадто багато чинників, наприклад: від кліматичних умов до зношеності устаткування. Виходом із такого становища може бути використання ІСС-профілей.

Побудова профілю вивідного устрою (зокрема та друкованою машини) можна здійснити з допомогою спеціального програмного забезпечення. А процес створення профілю складається з кількох етапів:

1. Основою побудови профілю друкованого устрою є колірні координати кольорових елементів спеціальних стандартизованих шкал. З допомогою програми необхідно вибрати тип пристрою (СМΥΚ, СМΥ чи RGB), що калібрується, і необхідну точність профілю.

При стандартному режимі тестові таблиці для чотирьох основних фарб (блакитної, пурпурової, жовтої і чорної, повинно визначено від 0 до 100 % з кроком 5 %), тобто таблиці містять 210 колірних елементів, а при розширеному пошуку – 840. Отриманий файл зберігається у tiff СМΥΚ, tiff RGB чирп – форматах.

Еталонний документ, який знадобиться потім, як у друкованої машині, так і на кольоропробном пристрої повинно буде роздрукувати. Відбиток тестової таблиці, створюється паралельно з тими файлами і має інформацію про цю тестову таблицю: наприклад, про її типі, кількості основних колірних каналів, дані кольорометрії друкованих відбитків тощо.

2. З отриманого файлу виготовляється друкована форма, після чого виробляється печатка машиною в звичних цехових умовах. Для кожної комбінації лініатура-бумага-краска потрібно створити індивідуальний профіль.

3. На отриманому тестовому відбитку з допомогою спектрофотометра вимірюються фактичні значення всіх кольорів. Отримані значення автоматично завантажуються (режим online) чи імпортуються (режим offline) у програму.

4. Отримані значення автоматично порівнюються з такими відомими значеннями кольорів, які раніше виведені з друкарської машини. Під час цього аналізу даних програмою з урахуванням базової таблиці генерується профіль друкованої машини.

5. Результатом виконання перших чотирьох етапів програми є базова таблиця, у якій зберігається всю інформація про процес друку, і яку зчитують більшість професійних графічних додатків. Якщо сканери і монітори також були отпрофіліровані, екранна коьоропроба буде майже ідентичною друкованому відбитку.

Створений профіль вбудовується до програм обробки векторної і растрової графіки чи експортується до формату растрового процесора CRD, що є функціональним еквівалентом профілів друку ICC.

Створивши профіль друкованої машини, тобто, визначивши її особливості для друку кожного конкретного замовлення, отримується можливість передбачити колір друкованого відбитка на стадії претреса.

З іншого боку, наявність в друкарні профілю своєї друкованої машини дасть можливість уникнути суперечок з замовниками щодо невідповідності того чи іншого кольору на етапі до друкарської підготовки, що проводилася самим замовником.

При профілірованні друкованих машин використовуються спеціальні тест-форми, внаслідок чого на відбитку можна виміряти як колориметричні показники, так і оптичну щільність, або растискування. Профілі робляться для кожної сукупності лініатури, паперів і водно-дисперсійних фарб.

У цьому друкований процес має бути стабільним. Збудований профіль і буде стандартом для конкретної друкованої машини.

Висновки

1. У результаті проведення літературного огляду та пошукових заходів, були застосовані практичні дані з різних типографій, по визначенню зональної оптичної щільності, щодо різноманітних пар фарба-папір. Для проведення дослідження було розглянуто різні види паперів і фарб, що найчастіше використовують у різних виробництвах. В результаті проведених пошукових досліджень, отримані значення оптимальних зональних оптичних щільностей, які можна використовувати у роботі друкарських цехів, як нормативні значення оптичних щільностей, як для друкаря, та і в системах автоматичного контролю відбитків.

2. Було здійснено дослідження стабільності друку, саме зміна у процесі друку таких параметрів, як оптична щільність, колірна відмінність, тоновий приріст. Маючи отримані дані і графічні уявлення проведених досліджень, можна загадувати про існуючі нестабільності процесу друку, що полягає у невідповідності якісних показників існуючим стандартам якості. Наприклад, відповідно до міжнародного стандарту ISO 12647-2, оптична щільність жовтої фарби для крейдяному глянцевою папери повинна бути $1,45 \pm 0,1$. У тиражних відбитках вона досягає значень від 1,1 до 1,28. Відповідно до міжнародному стандарту ISO 12647-2 растискування хроматичних барв у 50% полі має становити 14% з допуском 4%. Растискування в тиражних відбитках для жовтої фарби при друку фактично змінюється від 6 до 10%, а пурпурної від 10 до 15%.

3. Нестабільність процесу друку, викликана найрізноманітнішими чинниками, до яких входять, як об'єктивні, так і суб'єктивні чинники, тобто фактори, які передбачають з одного боку як високу зношеність устаткування, з іншого закінчують існуючими кліматичними умовами. Виходом із ситуації є створення ICC профілів для кожної друкарської машини. Слід зазначити, що профіль може бути індивідуальний як для конкретної друкованої машини, так і для кожної пари папір – фарба. Лише цього разі можна говорити про стабільність друкованого процесу. Профілювання друкованих машин дозволяє повною мірою застосовувати автоматизовані системи контролю за якістю, пов'язувати друкований процес з до- і після- друкованими процесами.

Список використаних джерел:

1. Романо Ф. *Современные технологии издательско-полиграфической отрасли* / Фрэнк Романо; пер. с англ. под заг. ред. М. Брелеса. – М.: Принт-Медиа бизнес. 2006. – 457 с.
2. Филин В. *Офсетная печать сегодня: состояние и перспективы развития* [Электронный ресурс] / В. Филин // *Компьюарт*. – 2003. – № 1. – С. 23–24. – Режим доступа: <http://www.compuart.ru/article.aspx?id=8352&iid=337> (дата обращения 10.09.2015).
3. Киппхан Гельмут. *Энциклопедия по печатным средствам информации* : пер. с нем. / Гельмут Киппхан. – М. : МГУП. 2003. – 1280 с.
4. Германиес Э. *Справочная книга технолога-полиграфиста* / Э. Германиес ; пер. с нем. С. И. Френкель, А. Г. Эмдина. – М. : Книга. 1982. – 336 с.
5. Бачурин С. *Миф о «Евростандарте»* [Электронный ресурс] / С. Бачурин // *Курсив*. – 2003. – № 6. – Режим доступа: http://www.kursiv.ru/kursivnew/kursiv_magazine/archive/44/10.php (дата обращения 10.09.2015).
6. Бачурин С. *Хватит сюрпризов или как добиться постоянства цвета* [Электронный ресурс] / С. Бачурин // *Курсив*. – 2004. – № 1. – Режим доступа: http://www.kursiv.ru/kursivnew/kursiv_magazine/archive/45/30.php (дата обращения 10.09.2015).

References:

1. Romano. F 2006. *Sovremennyye tekhnologii izdatelsko-poligraficheskoy otrasli*. Print-Media biznes. Moskva.
2. Filin. V 2003. 'Ofsetnaya pechat segodnya: sostoyaniye i perspektivy razvitiya', *Kompyuart*, no. 1, viewed 10 September 2015. <<http://www.compuart.ru/article.aspx?id=8352&iid=337>>.
3. Kippkhan. G 2003. *Entsiklopediya no nechatnym sredstvam informatsii*. MGUP. Moskva.
4. Germanies. E 1982. *Spravochnaya kniga tekhnologa-poligrafista*. Kniga. Moskva.
5. Bachurin. S 2003. 'Mif o "Yevrostandarte"'. *Kursiv*, no. 6, viewed 10 September 2015, <http://www.kursiv.ru/kursivnew/kursiv_magazine/archive/44/10.php>.
6. Bachurin. S 2004. 'Khvatit svurprizov ili kak dobitsva postoyanstva tsveta', *Kursiv*, no. 1, viewed 10 September 2015, <http://www.kursiv.ru/kursivnew/kursiv_magazine/archive/45/30.php>.

Стаття надійшла до редакції 21 жовтня 2015 р.

УДК 621.757

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕМОНТНОГО ПРОИЗВОДСТВА
ПРИ РАЗБОРКЕ СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ**

©Павлова А. А., Смирнов И. П., Лагода А. Н.

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

Павлова Ганна Олексіївна: ORCID: 0000-0002-7333-4242; pavlova_aa@mail.ru; кандидат технічних наук; докторант кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Смирнов Ігор Петрович: ORCID: 0000-0002-5982-8123; smirnov_ip@mail.ru; кандидат технічних наук; доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Лагода Анна Миколаївна: ORCID: 0000-0001-9421-1033; a_lagoda@mail.ru; асистент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Рассмотрены проблемы повышения эффективности разборки соединений с натягом в ремонтном производстве. Так как условием эффективного использования машин и оборудования является высокий уровень их технического обслуживания и ремонта, от которого зависит качество продукции и затраты в производстве. А условием качественной разборки узлов является сохранение детали ремонтируемого изделия. Особенно сложна разборка соединений с натягом, если они крупногабаритные или их конструкция не позволяет применить простые механические съемники, а также соединений, которые, вследствие тяжелых условий эксплуатации, стали неразъемными. Качественная и производительная разборка таких соединений происходит только с использованием индукционного нагрева. Однако нормативно-техническое обеспечение таких технологий практически отсутствует, что делает их применение не эффективным по энергетическим затратам. Поэтому целью работы являлось определение и обоснование принципа создания основ НТО для качественной, энергосберегающей и производительной технологии ремонтного производства на примере разборки соединений с натягом при использовании индукционного нагрева. Предложены структурно-параметрический принцип для создания нормативно-технического обеспечения, система классификаций конструкций соединений с натягом, подлежащих разборке с использованием нагрева, деталей в них входящих, унифицированных операций, основанных на учете параметров, лимитирующих качество изделий, и математическая модель теплового процесса ремонтных технологий на примере разборки соединений с натягом. Которые могут использоваться для управления качеством ремонтного производства в схемах разборки для любых многоэлементных соединений с натягом.

Ключевые слова: повышение эффективности; параметры качества; унификация; классификация; ремонтные технологии; лимитирующие параметры; разборка

Павлова Г. О., Смирнов И. П., Лагода А. М. «Підвищення ефективності ремонтного виробництва при розбиранні з'єднань з натягом».

Розглянуто проблеми підвищення ефективності розбирання з'єднань з натягом в ремонтному виробництві. Оскільки умовою ефективного використання машин і обладнання є

Технологія машинобудування

високий рівень їх технічного обслуговування та ремонту, від якого залежить якість продукції і витрати в виробництві. А умовою якісного розбирання вузлів є збереження деталі виробу, що ремонтується. Особливо складним є розбирання з'єднань з натягом, якщо вони великогабаритні чи їх конструкція не дозволяє застосувати прості механічні знімачі, а також з'єднань, які внаслідок важких умов експлуатації стали нерознімними. Якісне та продуктивне розбирання таких з'єднань відбувається тільки з використанням індукційного нагрівання. Проте нормативно-технічне забезпечення таких технологій практично відсутнє, що робить їх застосування не ефективним за енергетичними витратами. Тому метою роботи було визначення та обґрунтування принципу створення основ НТЗ для якісної, енергозберігаючої і продуктивної технології ремонтного виробництва на прикладі розбирання з'єднань з натягом при використанні індукційного нагрівання. Запропоновані структурно-параметричний принцип для створення нормативно-технічного забезпечення, система класифікацій конструкцій з'єднань з натягом, що підлягають розбиранню з використанням нагрівання, деталей, що в них входять, уніфікованих операцій, основаних на врахуванні параметрів, які лімітують якість виробів, і математична модель теплового процесу ремонтних технологій на прикладі розбирання з'єднань з натягом. Які можуть використовуватися для управління якістю ремонтного виробництва в схемах розбирання для будь-яких багатоелементних з'єднань з натягом.

Ключові слова: підвищення ефективності; параметри якості; уніфікація; класифікація; ремонтні технології; лімітуючі параметри; розбирання.

Pavlova A., Smirnov I., Lagoda A. “Increase productivity of repair production on disassembly of connections with strength”.

The problems of increasing the efficiency of disassembling connections with a tightness in the repair industry. Since the effective use of machinery and equipment is the high level of maintenance and repair, which affects product quality and production costs. A condition for quality disassembly sites is to preserve parts of the repaired product. Especially difficult dismantling joints with interference if they are large or design does not allow to use simple mechanical pullers as well as compounds which, due to heavy-duty, one-piece steel. Quality and productivity disassembly of such compounds occurs only with the use of induction heating. However, normative-technical support for such technologies is virtually absent, which makes their use is not effective in energy costs. Therefore, the aim of the work was to determine and justify the principle of establishing the foundations of NTS for high-quality, energy-efficient and productive technology of repair production on the example of dismantling joints with interference when using induction heating. The structural-parametric principle to create a normative-technical support, system classifications of structures of compounds with an interference fit to be disassembled with heating parts in their inbox, unified operations based on the account settings, limiting quality of products and a mathematical model of the thermal process of repair technologies on the example of disassembling connections with interference. Which can be used for quality control in the production of repair schemes disassembly for any multi-element connections with a tightness.

Keywords: increasing the efficiency; quality metrics; unification; classification; repair technologies; limiting settings; disassembly.

1. Введение

В настоящее время для выполнения ремонта оборудования номенклатура и объем запасных частей и деталей, поставляемых в ремкомплекты, значительно уменьшились, а их стоимость возросла. Поэтому условием качественной разборки узлов является сохранение детали ремонтируемого изделия для чего, в большинстве случаев, необходимо использование новых технологий.

Особенно сложна разборка соединений с натягом, если они крупногабаритные или их конструкция не позволяет применить простые механические съемники, а также соединений, которые, вследствие тяжелых условий эксплуатации, стали неразъемными. Качественная и производительная разборка таких соединений происходит только с использованием индукционного нагрева. Однако нормативно - техническое обеспечение (НТО) таких технологий практически отсутствует, что делает их применение не эффективным по энергетическим затратам. Поэтому технологический процесс (ТП) разборки соединений с использованием индукционного нагрева в подавляющем большинстве являются опытными.

2. Анализ исследований и публикаций и постановка проблемы

В ремонтном производстве элементарным объектом является соединение деталей, которое было в производстве получено с использованием тех или иных технологических методов. Поэтому, чтобы унифицировать ТП ремонта изделия, необходимо в первую очередь унифицировать операции по разъединению соединений, для чего необходимо классифицировать соединения и детали входящие в них. Кроме того, необходимо провести структурно – параметрический анализ операций разборки соединений с натягом при индукционном нагреве, получение зависимостей для определения лимитирующих параметров нагрева соединения под разборку (оценки напряженно - деформированного состояния детали ступенчатого профиля).

Основные исследования в области НТО и технологической подготовки ремонта соединений с натягом велись в направлениях разработки инструкций по использованию технических средств ремонта и частных ТП. При этом (за неимением) не использовалась классификация, и унификация конструктивных элементов, не учитывался такой важный фактор в ТП как схема базирования и т.д. [1–3]. ТП строились, в основном, на основе экспериментальных исследований и расчеты, с ними связанные, велись по различным методикам.

В публикациях в области классификации соединений просматриваются разные подходы. В основу классификации кладут разделение всех деталей на базовые и присоединяемые, по конструктивным особенностям деталей, по их массам и габаритам, материалам, видам сопрягаемых поверхностей и типам соединений и посадок [4, 5].

Большое внимание классификации соединений для сборки, уделялось в работах [6, 7]. Разработкой классификации соединений с последующей цифровой шифровкой их признаков, в целях создания типовых схем сборки, занимался Сошников Б. М. Им, на основе выбранных классификационных признаков соединений, разработана конструкторско-технологическая классификация сборочных операций, охватывающая основные технические параметры сборочного процесса и собираемых изделий. Сборочные операции классифицируются по составу собираемого объекта и по структуре операции. Такой подход может быть использован для разборочных операций.

Технологія машинобудування

Имеющиеся разработки по унификации ТП сборки [8, 9] основываются на групповой технологии, основой которой, как известно, является технологическая общность. Для сборки технологической общностью считают тип соединения, в частности соединения с натягом. Это бесспорно важный фактор но, поскольку можно иметь неразъемное соединение для разборки, которое стало таковым, вследствие тяжелых условий эксплуатации, представляется, что ТП для разборки с нагревом следует разрабатывать на основе типовой технологии.

3. Объект, цель и задачи исследования

Объектом исследований является обеспечение технологий ремонтного машиностроительного производства.

Целью работы является определение и обоснование принципа создания основ НТО для качественной, энергосберегающей и производительной технологии ремонтного производства на примере разборки соединений с натягом при использовании индукционного нагрева.

Для достижения поставленной цели были поставлены следующие задачи:

1. На основании анализа документации на технологии, используемые в машиностроительном производстве, теоретических и экспериментальных исследований, предложить принцип создания основ НТО разборки соединений с натягом.
2. Разработать инструментарий реализующий НТО, позволяющий разрабатывать производительные, обеспечивающие сохранность деталей, и экономичные технологические процессы разборки соединений с натягом при использовании индукционного нагрева.
3. Предложить инженерные решения для определения параметров определяющих качество разборки соединений с натягом при использовании термовоздействия.

4. Повышение эффективности функционирования ремонтного производства

В ремонтном производстве элементарным объектом является соединение деталей, которое было в производстве получено с использованием тех или иных технологических методов. Поэтому, чтобы унифицировать ТП ремонта изделия, необходимо в первую очередь унифицировать операции по разъединению соединений, для чего необходимо классифицировать соединения и детали входящие в них.

Осуществление разъединения деталей и, неразрушаемость деталей в процессе разборки соединения с использованием термовоздействия зависит от таких параметров режима нагрева, как температура и скорость ее нарастания – время нагрева. То есть они, являются лимитирующими параметрами. Режим определяется конструкцией соединения и нагреваемой детали. Создать нужный режим, и при этом обеспечить его экономичность, можно только с помощью нагревателя, по своей конструкции так же наиболее соответствующего конструкции изделия.

Разрабатываемые классификаторы соединений с натягом и деталей, входящих в них, предназначены для использования в ремонтном производстве с применением типовых технологий использующих термовоздействие. Их технологический код должен применяться для подбора и группирования соединений по технологическому подобию и соотношения их с унифицированными ТП и типами оборудования ИНУ. Он также должен позволять выбрать подъемно-транспортные средства и вспомогательную технологическую оснастку.

Классификатор соединений, для технологической задачи разборки с применением индукционного нагрева, определяется рядом классификационных признаков, включая и те от которых зависит качество. Лимитирующими качеством получаемых деталей параметрами соединений являются диаметр посадки и величина относительного натяга. От них зависит требуемая температура нагрева охватывающей детали для разборки

При построении классификатора деталей так же необходимо рассматривать несколько признаков. Лимитирующими параметрами и, соответственно, признаками должны быть – масса и материал детали. Масса детали определяет возможный расход энергии, а материал – допустимую температуру нагрева. Следует так же выделить признаки, необходимые для назначения зоны нагрева детали. Связано это с возможной локализацией термовоздействия на деталь при индукционном нагреве и, значит, экономией энергии.

Унифицированная технологическая операция нагрева деталей соединений собственно и определяет качество процесса разборки через температуру, длительность и локальность нагрева. Она должна включать технологические признаки: базирование, расположение в пространстве и т.д. Температура, как было показано ранее, является лимитирующим параметром. Под унифицированные операции выполняется группирование соединений на основании их классификации.

На основе классификации соединений, деталей и унификации операций производится типизация индукционных нагревателей. Выполнить ее необходимо по признакам, определяющим концепцию теплоты генерируемой электромагнитной энергией и конструкцию индуктора, а так же его управление.

Соединения с натягом входят в ту или иную специфицированную сборочную единицу или они сами могут ею являться. Классификация соединений, которые могут быть представлены одним из двух типов (рис. 1) строится по фасетному методу с параллельным разделением множества видов соединений на независимые классификационные группировки, и методически строится аналогично технологическому классификатору деталей [10].

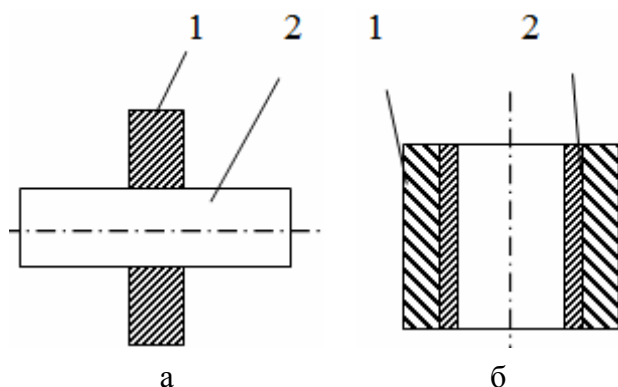


Рис. 1 – Соединения, разбираемые с использованием теплового воздействия:

а – вал – втулка; б – втулка корпус;

1 – охватывающий элемент; 2 – охватываемый элемент

С точки зрения технологии разборки значение имеют следующие признаки: размерная характеристика – диаметр посадки, величина относительного расчетного натяга, максимальный наружный диаметр (или ширина) сборочной единицы, длина сборочной единицы), далее – соотношение материалов деталей, масса сборочной единицы, характеристика положения деталей в соединении, положение соединения в сборочной единице, доступ к нагреваемой детали в соединении.

Проектирование ТП разборки соединений с натягом при нагреве в настоящее время ведется каждым предприятием, опираясь на свой, или других предприятий, производственный опыт. Поэтому, часто качество процесса разборки невысокое: большой

Технологія машинобудування

расход энергии, неправильный нагрев, состоящий в том, что детали перегреваются и в них возникают высокие термические напряжения и (или) происходит, пережог металла. Кроме того, оснастка сложна. Исключение составляют выпускающие предприятия железнодорожного транспорта, где вследствие крупно-серийности производства технологии более или менее отлажены, хотя и не всегда они оптимальны.

Для рассматриваемой технологии использующей нагрев деталей, систематизация технологических решений, состоит в выборе порядка расчленения многоэлементных сборочных единиц на несколько соединений. Оптимизация ТП при проектировании должна вестись по затратам или по производительности или, в лучшем варианте, по тому и другому.

Унифицированные операции характеризуются законченным циклом. Они могут различаться в зависимости от того, какая из деталей является базовой (охватываемая или охватываемая), как расположена ее ось в пространстве, какое направление детали при ее движении, какая используется сила для разъединения деталей (тяжести или специальная), а также по характеристикам нагрева. С учетом этих технологических особенностей можно классифицировать типовые операции разборки с соответствующим кодированием по следующим шести основным отличительным признакам: базирование деталей (базовой деталью является вал или втулка); расположение оси базовой детали (вертикальное или горизонтальное); направление демонтажа (сверху, снизу, боковое); вид силового воздействия для разъединения деталей соединения (сила тяжести или от привода); тип нагрева снимаемой детали (по полноте, длительности и по непрерывности); изменяемостью температуры нагрева. Последний признак связан с качеством охватываемой детали и с функциональностью управления нагревом в ИНУ.

Таким образом, схем типовых операций разборки соединений с натягом будет достаточно много. Для многоэлементных сборочных единиц имеет значение и последовательность разборки элементов. Поэтому целесообразно сгруппировать их в несколько схем.

Предложенные принципы проектирования позволяют разрабатывать типовые ТП для различных соединений с термовоздействием. Следует только стандартизировать методы расчета, что позволит снизить время проектирования и повысить его качество.

Лимитирующий параметр операции - время τ определяет производительность, а лимитирующий параметр – температура T определяет качество разобранных деталей.

Оценка параметров технологии обеспечивающей неразрушаемость деталей соединения при разборке с нагревом это оценка уровня напряжений в охватываемой детали при ее нагреве под разборку соединения, что необходимо для определения возможности выполнения сохранной разборки.

Температурное поле при индукционном нагреве изделий по всей наружной поверхности, имеющих осевую симметрию, является функцией радиуса. Изменением температуры вдоль радиуса можно пренебречь, если рассматриваемые точки нагреваемого элемента находятся в зоне, незначительно превышающей удвоенную глубину проникновения электромагнитного поля. Тогда, если осесимметричная деталь нагревается не по всей наружной поверхности, а только по части, температурное поле будет функцией длины [11].

Полученные достаточно простые аналитические зависимости, с некоторым запасом, дают оценку напряженно-деформированного состояния материала охватываемых деталей трех форм при различных вариантах их нагрева по радиальным σ_r , окружным σ_θ и суммарным τ напряжениям для заданных перемещений посадочной поверхности $u(r_1)$ [12].

Используя эти зависимости, можно решить вопрос применения скоростного индукционного нагрева для разборки соединений с натягом, без ухудшения качества деталей. На основании этих зависимостей, которые могут быть включены в НТО по технологическим процессам разборки с индукционным нагревом. Зависимости дают несколько завышенные значения напряжений вследствие принятого допущения, состоящего в том, что для деталей ступенчатой формы температуры по ступеням приняты равномерными.

Целью экспериментальных исследований являлось проверка достоверности полученных аналитических зависимостей по оценке напряженно-деформированного состояния материала деталей. В качестве исследуемой детали выбрали зубчатое колесо редуктора по форме представляющее собой трехступенчатый диск. Исследованию подлежало напряженно-деформированное состояние колеса при индукционном нагреве ступицы. Как было сказано выше, в такой конструкции детали при локальном нагреве возникают наибольшие напряжения по сравнению с деталями типа гладкий диск и двухступенчатый диск.

Размеры колеса в соответствие со схемой трехступенчатого диска: $r_1 = 0,029$ м; $r_2 = 0,045$ м; $r_3 = 0,045$ м; $r_4 = 0,115$ м; $r_s = 0,13$ м; $h_1 = h_3 = 0,06$ м; $h_2 = 0,01$ м; Свойства материала – сталь 45: $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; $\nu = 0,3$; $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$ град⁻¹.

Окружные и радиальные температурные напряжения определяли с помощью высокотемпературных привариваемых тензодатчиков. Характеристика тензодатчиков: коэффициент тензочувствительности: 1,93; омическое сопротивление 99 ± 1 Ом.

Поскольку характер напряженного состояния колеса определялся путем замера деформаций тензодатчиками, то с целью разделения радиальных σ_r и окружных σ_θ напряжений они приваривались по линиям действия этих напряжений - в окружном и радиальном направлениях. Исключение составил один тензодатчик на посадочной поверхности – только для окружных напряжений. Тензодатчики группировали в розетки.

В соответствии с требуемым расширением посадочного отверстия зубчатого колеса для осуществления процесса разборки соединения $\Delta = 0,09$ мм максимальная температура будет меньше 300 °С. Максимальная величина ошибки вторичного (регистрирующего) прибора была не более 3 °С.

В качестве индукционного нагревателя использовался индуктор, нагревающий ступицу. Такой характер нагрева оказывается наиболее целесообразным во первых, вследствие своей экономичности из – за локальности и во вторых из-за гарантии сохранения, как физико-математических свойств материала зубьев, так и их геометрии. При таком типе индукционного нагрева (когда нагревается ступица зубчатого колеса) его температурное поле является неравномерным – температура от ступицы уменьшается в радиальном направлении. Минимальная температура - на зубчатом венце.

При экспериментальном и расчетном исследованиях радиальные напряжения сжатия имеют наибольшее значение в диске.

На рис. 2 показаны кривые распределения окружных напряжений, в колесе полученные при экспериментальном и расчетном испытаниях в момент времени окончания нагрева – 60 с.

Окружные напряжения сжатия достигают максимума в диске колеса, а окружные напряжения растяжения максимальны в венце колеса. Сравнение полученных расчетом и в эксперименте значений напряжений σ_r и σ_θ показывает их хорошее совпадение по характеру распределения, и несколько завышенные теоретические значения (что и ожидалось).

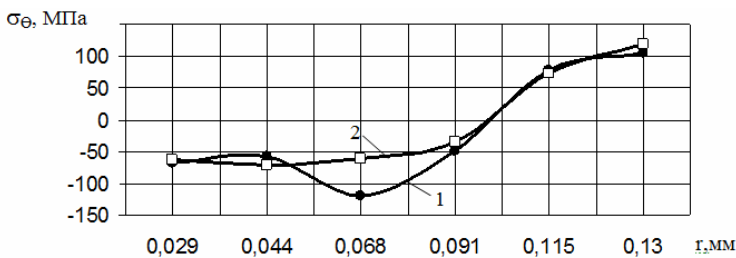


Рис. 2 – Окружні напруження, в колесі отримані експериментальним і розрахунковим шляхом:

1 – експериментальні напруження;
2 – розрахункові напруження

ремонтного машинобудівного виробництва в схемах розборки для будь-яких багатоеlementних з'єднань з натягом. Що дозволить регулювати продуктивність і енергозатрати з допомогою системного підходу.

Список использованных источников:

1. Зенкин, А. Побудова комплексу нормативних документів для інтегрованих систем якості на основі обмеження різноманітності / А. Зенкин, Г. Хімічева, Б. Барей // Стандартизація, сертифікація, якість. – 2003. – № 2. – С. 22–25.
2. Чепурко І. П. Многопараметрическая модель сборки соединений с использованием термовоздействия / И. П. Чепурко, А. В. Куприянов // Вестник Харьковского государственного политехнического университета: сб. науч. тр / ХГПУ. – Харьков, 1999 – Вып. 44 : Новые решения в современных технологиях. – С. 35–37.
3. Чепурко И. П. Базирование деталей при сборке соединений с термовоздействием / И. П. Чепурко, Т. В. Макушенко // Прогрессивная техника и технологии машиностроения : тез. докл. междунар науч.-техн. конф. / ДГТУ. – Донецк, 1995. – С. 260–261.
4. Арпентьев Б. М. Типизация технологических процессов сборки с термовоздействием на основе технологического классификатора соединений / Б. М. Арпентьев, А. Г. Зильбер // Стандарты и качество. – 1988. – № 11. – С. 33–34.
5. Базров, Б. М. Унификация в машиностроении с позиций системного подхода / Б. М. Базров // Стандарты и качество. – 1997. – № 3. – С. 16–19.
6. Арпентьев Б. М. Основные принципы технологической классификации и кодирования сборочных единиц / Б. М. Арпентьев, А. Г. Зильбер // Стандарты и качество. – 1986. – № 8. – С. 33–34.
7. Захаров М. В. Конструкторско-технологическая классификация сборочных единиц / М. В. Захаров, В. П. Яременко // Вестник Сумского национального аграрного университета. – 2001. – № 7. – С. 86–92.
8. Арпентьев Б. М. Автоматизированное проектирование технологических процессов сборки с нагревом на базе технологического классификатора / Б. М. Арпентьев, А. Г. Зильбер // Стандарты и качество. – 1989. – № 7. – С. 60–62.
9. Зенкин А. С. Сборка неподвижных соединений термическим методом / А. С. Зенкин, Б. М. Арпентьев. – М.: Машиностроение, 1987 – 128 с.
10. Классификатор ЕСКД. Детали общемашиностроительного применения. – М., 1986.
11. Арпентьев Б. М. Новый метод определения составляющих тепловой проводимости / Б. М. Арпентьев, А. К. Дука, А. Н. Куцын // Сб. научных трудов ХИСП. – Харьков, 1997. – № 2. – С. 186.
12. Павлова А. Управление качеством ремонтного производства при разборке соединений с натягом / А. Павлова, А. Лагода // Технологический аудит и резервы производства. – 2015. – Т. 4, № 1 (24). – С. 73–77.

References

1. Zenkin, A., Khimicheva, H & Barei, B 2003, 'Pobudova komplektu normatyvnykh dokumentiv dlia intehrovanykh system yakosti na osnovi обмеzhennia riznomanitnosti', *Standartyzatsiia, sertyfikatsiia, yakist*, no. 2, pp. 22-25.
2. Chepurko, I & Kupriyanov, A 1999, 'Mnogoparametricheskaya model sborki soyedineniy s ispolzovaniem termovozdeystviya', *Vestnik Kharkovskogo gosudarstvennogo politekhnicheskogo universiteta: Novye resheniya v sovremennykh tekhnologiyakh*, iss. 44, pp. 35-37.
3. Chepurko, I & Makushenko, T 1995, 'Bazirovaniye detaley pri sborke soyedineniy s termovozdeystviyem', *Tezisy doklada mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii "Progressivnaya tekhnika i tekhnologii mashinostroyeniya"*, *Donetskiy natsionalnyy tekhnicheskiiy universitet*, Donetsk, pp. 260-261.
4. Arpentyev, B & Zilber, A 1988, 'Tipizatsiya tekhnologicheskikh protsessov sborki s termovozdeystviyem na osnove tekhnologicheskogo klassifikatora soyedineniy', *Standarty i kachestvo*, no. 11, pp. 33 – 34.
5. Bazrov, B 1997, 'Unifikatsiya v mashinostroyenii s pozitsiy sistemnogo podkhoda', *Standarty i kachestvo*, no. 3, pp.16-19.
6. Arpentyev, B & Zilber, A 1986, 'Osnovnyye printsipy tekhnologicheskoy klassifikatsii i kodirovaniya sborochnykh yedinit', *Standarty i kachestvo*, no. 8, pp. 33-34.
7. Zakharov, M & Yaremenko, V 2001, 'Konstruktorsko-tekhnologicheskaya klassifikatsiya sborochnykh yedinit', *Vestnik Sumskogo natsionalnogo agrarnogo universiteta*, no. 7, pp. 86-92.
8. Arpentyev, B & Zilber, A 1989, 'Avtomatizirovannoye proyektirovaniye tekhnologicheskikh protsessov sborki s nagrevom na baze tekhnologicheskogo klassifikatora', *Standarty i kachestvo*, no. 7, pp. 60-62.
9. Zenkin, A & Arpent'ev, B 1987, *Sborka nepodviznykh soyedineniy termicheskim metodom*, Mashinostroyeniye, Moskva.
10. Be, know, do: *Klassifikator ESKD. Detali obshchemashinostroitelnogo primeneniya* 1986, Moskva.
11. Arpentyev, B, Duka, A & Kutsyn, A 1997, 'Novyy metod opredeleniya sostavlyayushchikh teplovooy provodimosti', *Sb. nauchnykh trudov KhISP*, no. 2, pp.186.
12. Pavlova, A & Lagoda, A 2015, 'Quality management of repair production for disassembly of pressure coupling', *Tekhnologicheskiiy audit i rezervy proizvodstva*, vol. 4, no. 1(24), pp. 73-77.

Стаття надійшла до редакції 30 листопада 2015 р.

5. Выводы

Полученные расчетные зависимости для оценки напряженно-деформированного состояния материала при нагреве, а также система классификаций соединений с натягом подлежащих разборке и унифицированных операций основанные на учете параметров, лимитирующих качество изделий, могут использоваться в практике

УДК 621.002:658.382.3

**КАЧЕСТВЕННЫЙ АНАЛИЗ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ОХРАНОЙ ТРУДА
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ПРЕДПРИЯТИЯ**

©Смирнитская М. Б.

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

Смирнитська Майя Борисівна: ORCID: 0000-0002-4759-2168; robams@mail.ru; кандидат технічних наук; доцент кафедри охорони праці, стандартизації та сертифікації; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Выполнена оценка качества функционирования системы управления охраной труда машиностроительного предприятия с помощью методов статистического анализа показателей деятельности службы охраны труда предприятия (СУОТ).

Исследования проводились на основе информации о деятельности службы охраны труда машиностроительного предприятия г. Харькова. Временной интервал исследования – 3 года.

По результатам анализа взаимосвязей между результативными и факторными признаками работы службы охраны труда выявлена слабая корреляция между проведенными профилактическими мероприятиями по охране труда и количеством выявленных нарушений, что свидетельствует о наличии недостатков в функционировании СУОТ. Расчет значений вероятностей показателя качества функционирования СУОТ для трех зон риска подтвердил факт наличия недостатков в деятельности СУОТ.

Предложено исследовать возможность формирования управляющих корректирующих воздействий со стороны СУОТ предприятия по результатам статистического анализа показателей работы службы охраны труда.

Ключевые слова: факторный признак; результативный признак; коэффициент корреляции; индекс числа нарушений; охрана труда; машиностроительное предприятие.

Смирнитська М. Б. «Якісний аналіз системи управління охороною праці машинобудівного підприємства».

Виконана оцінка якості функціонування системи управління охороною праці машинобудівного підприємства за допомогою методів статистичного аналізу показників діяльності служби охорони праці підприємства (СУОП).

Дослідження проводилися на основі інформації про діяльність служби охорони праці машинобудівного підприємства м. Харкова. Часовий інтервал дослідження – 3 роки.

За результатами аналізу взаємозв'язків між результативними та факторними показниками діяльності служби охорони праці виявлена слабка кореляція між проведеними профілактичними заходами з охорони праці та кількістю виявлених порушень, що свідчить про наявність недоліків у функціонуванні СУОП. Розрахунки значень імовірностей показника якості функціонування СУОП для трьох зон ризику підтвердив факт наявності недоліків у діяльності СУОП.

Запропоновано дослідити можливість формування керуючих коригувальних дій з боку СУОП підприємства за результатами статистичного аналізу показників роботи служби охорони праці.

Ключові слова: факторний показник; результативний показник; коефіцієнт кореляції; індекс кількості порушень; охорона праці; машинобудівне підприємство.

Smyrnytska M. “The qualitative analysis of the labor protection system in the engineering enterprise”.

The estimation of the labor protection system’s operation quality are made with statistical analysis methods of the labor protection activities indices.

The investigations was running by the information about activities of the labor protection department in the engineering enterprise in Kharkiv. The investigation’s time interval is 3 years.

The low correlation between preventive safety arrangements and number of reveal violations are found out by analyses results of the interrelation among resultant and factor indicators of the labor protection activities. It means, that the labor protection system in the engineering enterprise has functioning defects. The calculation of probability values of the labor protection system’s performance indicate confirmed the fact about functioning defects in the labor protection system.

The possibility of the control corrective actions’ formation by the labor protection system are offered with results of the statistical analysis of the labor protection department activities’ indices.

Keywords: factor indicator; resultant indicator; correlation coefficient; index of violations; occupational safety; engineering enterprise.

1. Постановка проблемы

Успешное функционирование отечественных предприятий машиностроения, их высокая конкурентоспособность, возможны лишь на передовой технологической основе, в том числе, путем реализации ими инновационной стратегии в области охраны труда, успех которой определяется научно-обоснованным планированием мероприятий по профилактике производственного травматизма и профзаболеваний.

Одной из основных задач системы управления охраной труда (СУОТ) является оценка качества ее функционирования, которая должна использоваться для подготовки последующих управленческих решений, направленных на обеспечение безопасности производства. Но отсутствие детализированных рекомендаций и доступных методик для расчетов эффективности реализованных мероприятий по охране труда, сдерживает процесс реализации СУОТ на основе современных методов управления охраной труда, как того требует стандарт [1].

2. Анализ последних достижений и публикаций

Вопросам, связанным с проблемой выбора решений в системе управления охраной труда машиностроительного предприятия посвящена работа [2], использованию нейросетевой технологии при оценке качества функционирования СУОТ – [3], оптимизации мероприятий по охране труда – [4], методики проведения мониторинга результативности функционирования СУОТ – [5]. Однако недостаточно внимания уделяется описанию доступных методик оценки качества функционирования СУОТ, не требующих специальных знаний и программного обеспечения, но использование которых может содействовать повышению качества СУОТ.

3. Цель работы

Выполнить оценку качества функционирования СУОТ на основе методов статистического анализа.

4. Описание исследования

Был проведен анализ внутренних статистических данных службы охраны труда одного из машиностроительных предприятий г. Харькова. Все показатели работы службы были разделены на факторные и результативные признаки, как это показано в табл. 1. Далее были произведены расчеты коэффициентов корреляции и детерминации с целью выявления взаимосвязи результативных и факторных признаков. Результаты расчетов представлены в табл. 1.

Таблица 1 – Показатели статистических взаимосвязей между результативными и факторными признаками деятельности СУОТ

Результативные признаки	Факторные признаки					
	Выдано предписаний	Остановлено работ	Лишено премии	Привлечено к дисциплинарной ответственности	Проведено внеплановых инструктажей	Премиировано за работу по ОТ
Количество нарушений (ИТР)	0,49917*	0,09979	0,46593	-0,12768	-0,09573	0,03291
	0,24917**	0,00996	0,21709	0,01630	0,00916	0,00108
Количество нарушений (рабочие)	0,66465	0,26565	0,41393	-0,15962	-0,04478	0,16034
	0,44176	0,07057	0,17134	0,02548	0,00201	0,02571
Всего выявлено нарушений среди работников	0,60997	0,43575	0,38732	0,24279	0,03892	0,01323
	0,37207	0,18988	0,15002	0,05895	0,00151	0,00018

Примечание: *коэффициент корреляции; **коэффициент детерминации

Результаты расчетов, представленные в табл. 1 показали, что между некоторыми результативными и факторными признаками существует очень слабая корреляция. Присутствие в табл. 1 коэффициентов корреляции как с положительными, так и с отрицательными знаками, означает, что взаимосвязи между отдельными входными (факторными признаками) и выходными (результативными признаками) параметрами СУОТ носят противоречивый характер, хотя априори все мероприятия по охране труда вырабатываются с целью стимулирования работников на соблюдение инструкций, норм и правил охраны труда и недопущения возникновения случаев производственного травматизма и профессиональных заболеваний.

Чтобы произвести оценку динамики нарушений инструкций, норм и правил охраны труда, введен относительный показатель — индекс числа работников, нарушивших требования охраны труда:

$$I_n = \frac{K_{i+1}^{наруш}}{K_i^{наруш}}, \quad (1)$$

где I_n — индекс числа работников, нарушивших требования охраны труда; $K_i^{наруш}$, $K_{i+1}^{наруш}$ — количество работников, нарушивших инструкции, требования и нормы охраны труда, соответственно в i -ый и $i+1$ интервал времени.

На рис. 1 приведен график изменения I_n за три года.

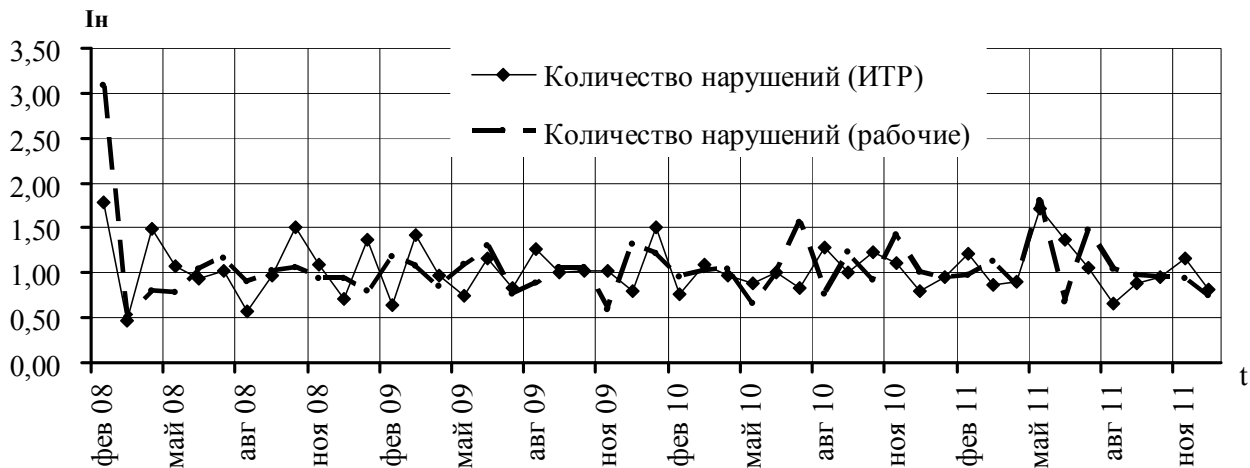
Технологія машинобудування

Рис. 1 – Изменение индекса числа работников, нарушивших инструкции, правила, нормы и требования охраны труда

Из рис. 1 видно, что изменение индекса числа работников, нарушивших инструкции, правила, нормы и требования охраны труда неравномерно.

Проведенный статистический анализ результатов деятельности службы охраны труда позволил выявить недостатки в функционировании СУОТ машиностроительного предприятия.

Поскольку, по результатам анализа, рассматриваемые показатели деятельности СУОТ машиностроительного предприятия носят случайный характер, полученные статистические оценки были дополнены анализом вероятностных характеристик качества работы СУОТ. В качестве возможной оценки эффективности деятельности СУОТ была выбрана комбинация вероятности и значения показателя индекса числа нарушений инструкций, правил, норм и требований охраны труда рабочими и инженерно-техническими работниками (p , I_n).

Стандарт [1] требует построения СУОТ на основе идентификации и оценки риска опасности возникновения несчастного случая и/или профессионального заболевания на производстве. В соответствии с понятиями риск-менеджмента [6] и для реализации требований стандарта [1], значение вероятности некачественного функционирования СУОТ будет рассмотрено для зон риска: допустимой ($0,5 < I_n.\text{доп} < 0,75$), критической ($0,75 < I_n.\text{кр} < 1$) и катастрофической ($1 < I_n.\text{кат} < 1,25$), и определено как:

$$p_i = \int_{\alpha_i}^{\beta_i} f(I_n) dI_n, \quad (2)$$

где $f(I_n)$ – функция плотности вероятности; I_n – индекс количества выявленных нарушений инструкций, правил, норм и требований охраны труда рабочими и инженерно-техническими работниками; α_i , β_i – границы областей риска нарушений в функционировании СУОТ.

Для определения теоретического закона распределения случайной величины I_n был построен вариационный ряд и рассчитаны его статистические оценки. Исходные данные для расчета вариационного ряда:

- число точек наблюдения $n = 47$;
- максимальное значение $X_{\text{макс}} = 2,3433$;
- минимальное значение $X_{\text{мин}} = 0,4904$;
- длина интервала $\Delta x = 0,2902$.

Данные вариационного ряда индекса выявленных нарушений инструкций, правил, норм и требований охраны труда работниками машиностроительного предприятия за три года приведены в табл. 2.

Таблица 2 – Вариационный ряд индекса нарушений охраны труда работниками

Интервал:	<i>i</i>						
	1	2	3	4	5	6	7
	0,49 – 0,78	0,78 – 1,07	1,07 – 1,36	1,36 – 1,65	1,65 – 1,94	1,94 – 2,23	2,23 – 2,52
<i>m</i>	4,0000	23,0000	16,0000	3,0000	0,0000	0,0000	1,0000
$p^* = m/n$	0,0851	0,4894	0,3404	0,0638	0,0000	0,0000	0,0213
$a = p^*/\Delta x$	0,2932	1,6861	1,1730	0,2199	0,0000	0,0000	0,0733
$F^*(x)$	0,0851	0,5745	0,9149	0,9787	0,9787	0,9787	1,0000

По данным табл. 2 были найдены следующие статистические оценки:

- математическое ожидание $m_x = 1,0678$;
- среднее квадратичное отклонение $\sigma = 0,2863$;
- коэффициент вариации $v = 0,2681$.

На рис. 2 представлена гистограмма распределения, а на рис. 3 – соответствующая статистическая функция распределения принятого показателя качества функционирования СУОТ предприятия. При построении указанных зависимостей использовались методы статистического анализа [7].

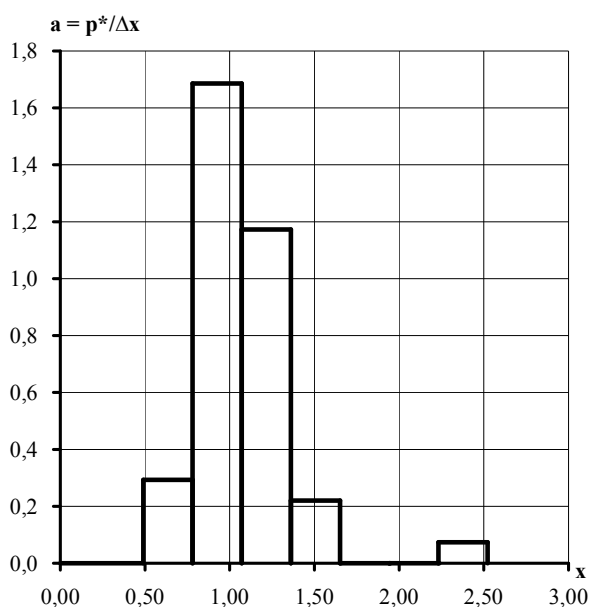


Рис. 2 – Гистограмма вариационного ряда индекса нарушений инструкций, правил, норм и требований охраны труда (количество наблюдений – 47)

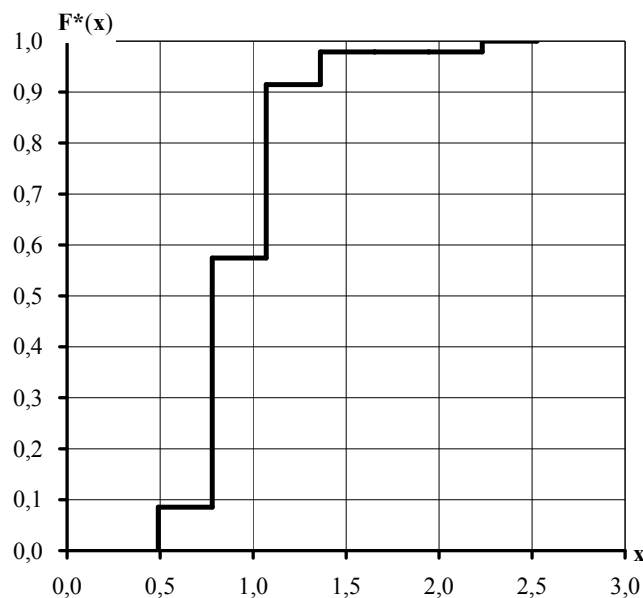


Рис. 3 – Статистическая функция распределения индекса нарушений инструкций, правил, норм и требований охраны труда (количество наблюдений – 47)

По значению коэффициента вариации индекса нарушений инструкций, правил, норм и требований охраны труда работниками машиностроительного предприятия ($v = 0,2681$) было сделано предположение об использовании в качестве теоретического закона распределения рассматриваемой случайной величины нормальный закон распределения. По результатам оценки степени расхождения статистического распределения с принятым нормальным законом распределения с использованием критерия χ^2 К. Пирсона была подтверждена корректность принятого теоретического закона распределения.

Для нормального закона распределения была определена функция плотности вероятности исследуемого показателя качества функционирования СУОТ:

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-m_x)^2}{2\sigma^2}} = \frac{1}{0,717} e^{-\frac{(x-1,068)^2}{0,164}} \quad (3)$$

Технологія машинобудування

По (2) с использованием (3) были получены значения вероятностей показателя качества функционирования СУОТ для трех зон риска: допустимой, критической и катастрофической. Соответствующие значения вероятностей составили:

- $p(0,5 < I_{н.доп} < 0,75) = 0,1097$;
- $p(0,75 < I_{н.кр} < 1) = 0,2717$;
- $p(1 < I_{н.кат} < 1,25) = 0,3337$.

Соотношения вероятностных характеристик «допустимого», «удовлетворительного» и «не удовлетворительного» качества функционирования СУОТ подтверждают ранее сделанный вывод о недостатках в деятельности СУОТ и определяет необходимость разработки рекомендаций по совершенствованию качества функционирования СУОТ.

Выводы

1) анализ взаимосвязей между результативными и факторными признаками работы службы охраны труда позволяет выявлять недостатки в функционировании СУОТ машиностроительного предприятия.

2) результаты статистического анализа данных о выявленных нарушениях инструкций, норм и правил охраны труда можно использовать на этапе планирования профилактических мероприятий по охране труда.

3) необходимо исследовать возможность формирования управляющих корректирующих воздействий со стороны СУОТ предприятия по результатам статистического анализа показателей работы службы охраны труда.

Список использованных источников:

1. ДСТУ OHSAS 18001:2010 Системи управління гігієною та безпекою праці. Вимоги (OHSAS 18001:2007, IDT). – Взамін ДСТУ-П OHSAS 18001:2006; Надано чинності: наказ Держспоживстандарту від 27.12.2010 р. № 594. – Київ: Держспоживстандарт України, 2011. – 20 с.
2. Гунченко О. М. Дослідження проблеми вибору рішень в системі управління охороною праці (СУОП) машинобудівного підприємства / О. М. Гунченко, К. М. Касьянова // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2008. – Ч. 2. – № 6 (124). – С. 161–165.
3. Смирнитская М. Б. Использование нейросетевых технологий в СУОТ машиностроительного предприятия / М. Б. Смирнитская // *Машинобудування* : зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад. – Харків, 2013. – Вип. 12. – С. 150–156.
4. Ступницька Н. В. Оптимізація плану заходів з охорони праці на машинобудівному виробництві / Н. В. Ступницька // Вісн. Нац. ун-ту «Львівська політехніка». – 2012. – № 729 : Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. – С. 33–38. – Режим доступу: <http://ena.lp.edu.ua:8080/handle/ntb/15117>.
5. Смирнитська М. Б. Метод формалізації збору та обробки інформації при проведенні моніторингу охорони праці на підприємстві згідно вимог стандарту ДСТУ OHSAS 18001:2010 / М. Б. Смирнитська // *Машинобудування*: зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад. – Харків, 2015. – Вип. 15. – С. 161–166.
6. IRM's Risk Management Standard [Electronic resource]. – Access mode: https://www.theirm.org/media/886059/ARMS_2002_IRM.pdf. – Title from the screen.
7. Опря А. Т. Статистика (з програмованою формою контролю знань). Математична статистика. Теорія статистики: навч. посіб. / А. Т. Опря. – Київ: Центр навч. літ., 2005. – 472 с.

References

1. Derzhspozhyvstandart Ukrainy 2011, *Systemy upravlinnia hihiienoiu ta bezpekoiu pratsi. Vymohy*, DSTU OHSAS 18001:2010, Derzhspozhyvstandart Ukrainy, Kyiv 2011.
2. Hunchenko, O & Kasianova, K 2008, 'Doslidzhennia problemy vyboru rishen v systemi upravlinnia okhoroноiu pratsi (SUOP) mashynobudivnoho pidpriemstva', *Visnyk Shkhidnoukrainskoho natsionalnoho universytetu im. V. Dalia*, p. 2, no. 6 (124), pp. 161–165.
3. Smirnitckaya, M 2013, 'Ispolzovaniye neyrosetevykh tekhnologiy v SUOT mashinostroitelnogo predpriyatiya', *Mashynobuduvannia*, iss. 12, pp. 150–156.
4. Stupnytska, N 2012, 'Optymizatsiia planu zakhodiv z okhoroноiu pratsi na mashynobudivnomu vyrobnytstvi', *Visnyk Natsionalnoho universytetu "Lvivska politekhnika"*, no. 729: Optymizatsiia vyrobnychych protsesiv i tekhnichnyi kontrol u mashynobuduvanni ta prylyadobuduvanni, pp. 33–38, viewed 30 November 2015, <<http://ena.lp.edu.ua:8080/handle/ntb/15117>>.
5. Smyrnytska, M, 2015, 'Metod formalizatsii zboru ta obrobky informatsii pry provedenni monitorynhu okhoroноiu pratsi na pidpriemstvi zghidno vymoh standartu DSTU OHSAS 18001:2010', *Mashynobuduvannia*, iss. 15, pp. 161–166.
6. The Institute of Risk Management 2002, *Risk Management Standard*, viewed 30 November 2015, <https://www.theirm.org/media/886059/ARMS_2002_IRM.pdf>.
7. Opra, A 2005, *Statystyka (z prohramovanoiu formoiu kontroliu znan)*. *Matematychna statystyka. Teoriia statystyky*, Tsentr navchalnoi literatury, Kyiv.

Стаття надійшла до редакції 30 листопада 2015 р.

УДК 621.002:620.179.13-52

**РОЗРОБКА СЕМАНТИЧНОЇ МОДЕЛІ ДЛЯ ЕКСПЕРТНИХ СИСТЕМ
АВТОМАТИЧНИХ ЗАСОБІВ ПІРОМЕТРИЧНИХ ВИМІРЮВАНЬ
В МАШИНОБУДУВАННІ**

©Шматков Д. І.

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

Шматков Данііл Ігорович: ORCID: 0000-0003-2952-4070; d.shmatkov@gmail.com; кандидат педагогічних наук; старший викладач кафедри охорони праці, стандартизації та сертифікації; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Сформульовано наступні завдання: теоретично дослідити застосування методів штучного інтелекту в галузі теплового контролю; теоретично та практично розробити модель подання знань предметної галузі пірометричних вимірювань в інтелектуальних системах.

У якості дослідницького матеріалу використано наукові праці вітчизняних та зарубіжних вчених та засоби моделювання пакету Microsoft Office.

Визначено, що методи штучного інтелекту в галузі теплового контролю розробляються вже довгий час, зменшують похибки вимірювань та мають значні перспективи впровадження. Визначено, що семантичні моделі, а саме каузальні мережі, мають функціональний інструментарій до впровадження в експертні системи автоматичних засобів пірометричних вимірювань.

Побудовано каузальну мережу до процесу пірометричного контролю температурних режимів лазерного зміцнення металів, спрямовану на повне відображення предметної галузі в системі.

Ключові слова: пірометрія; семантична мережа; каузальна мережа; вимірювання; штучний інтелект.

Шматков Д. І. «Разработка семантической модели для экспертных систем автоматических средств пирометрических измерений в машиностроении».

Сформулированы следующие задачи: теоретически исследовать применение методов искусственного интеллекта в области теплового контроля; теоретически и практически разработать модель представления знаний предметной области пирометрических измерений в интеллектуальных системах.

В качестве исследовательского материала использованы научные труды отечественных и зарубежных ученых и средства моделирования пакета Microsoft Office.

Определено, что методы искусственного интеллекта в области теплового контроля разрабатываются уже долгое время, уменьшают погрешности измерений и имеют значительные перспективы внедрения. Определено, что семантические модели, а именно каузальные сети, имеют функциональный инструментарий для внедрения в экспертные системы автоматических средств пирометрических измерений.

Построена каузальную сеть для процесса пирометрического контроля температурных режимов лазерного упрочнения металлов, направленную на полное отражение предметной области в системе.

Ключевые слова: пирометрия; семантическая сеть; каузальная сеть; измерения; искусственный интеллект.

Shmatkov D. “Development of the semantic model for expert systems of pyrometric measurements automatic tools in mechanical engineering”.

It formulated the following objectives: to investigate in theory the use of artificial intelligence in the field of thermal control; to develop in theory and practice the representation model of pyrometric measurements subject area in intelligent systems.

As research material used scientific works of domestic and foreign scholars and simulation tools with Microsoft Office.

It has been determined that the methods of artificial intelligence in the field of thermal control are developed for a long time, reduce the measurement error, and have implementation significant prospects. It was determined that the semantic model, namely the causal network has a functional toolkit for the expert systems automatic pyrometric measurements implementation.

It has built causal network to the pyrometric temperature control process of laser hardening of metals, aiming at full reflection of the subject area in the system.

Keywords: pyrometry; semantic network; causal network; measuring; artificial intelligence.

1. Постановка проблеми

Збільшення кількості та ефективності різноманітних заходів щодо інформатизації промисловості детермінують автоматизацію подання, збереження, систематизації, пошуку та іншої обробки інформації в галузі теплового контролю.

Одним з основних напрямів теплового контролю є пірометрія. Застосування пірометрів передбачає дистанційний контроль температур об'єктів. Це призводить до виникнення похибок пов'язаних з умовами середовища між засобом контролю та об'єктом та інших похибок. Експертні системи з галузі штучного інтелекту покликані мінімізувати ці похибки. Але ці системи також потребують оцінки показників, що впливають на достовірність пірометричних вимірювань, та розробки ефективних моделей подання.

Проблема представленої роботи полягає у підвищенні точності пірометричних вимірювань із застосуванням експертних систем.

2. Аналіз останніх досліджень

Одним з перспективних напрямів підвищення точності пірометричних вимірювань є застосування методів штучного інтелекту. Розглянемо приклади застосування методів штучного інтелекту в галузі теплового контролю.

Цикл досліджень щодо застосування нейронних мереж (математичних моделей, побудованих за принципом організації та функціонування біологічних нейронних мереж) в тепловому контролі літакових панелей виконаний Д. Прабху та ін. з НАСА [1]. Крім іншого, із застосуванням цього напрямку авторам вдалося виявити 5–10 % вносу матеріалу в алюмінієвому листі товщиною 1 мм.

В роботі [2] описана нейронна мережа для обробки даних теплового контролю, отриманих за методом фазової термографії. При перевірці можливостей цієї мережі помилка визначення глибини дефектів не перевищила 10 %.

Іншим відомим методом з галузі штучного інтелекту є метод виявлення теплових помилок від час роботи ЧПУ верстатів [3]. В роботі пропонується зменшувати вплив помилок шляхом чисельної компенсації, яка здійснюється з використанням нечітких ANFIS-сіткових моделей. В моделі аналізуються ранжовані дані, які отримуються від усіх засобів вимірювання температури.

На методах штучного інтелекту також базуються напрями оптимізації нечітких параметрів засобів контролю температури [4]. Автори регламентують ефективність оптимізації шляхом мінімізації нечітких параметрів та, відповідно, їх впливу.

Як видно з наведеного короткого аналізу, для потреб теплових, у т.ч. пірометричних, вимірювань з галузі штучного інтелекту здебільшого застосовуються нейронні мережі. Але відомими є й інші семантичні моделі подання знань. Визначення найефективнішої моделі потребує додаткового аналізу.

3. Основний матеріал дослідження

На погляд автора, додаткову увагу необхідно приділити різновиду семантичної мережі, в якому дуги характеризують відношення, що використовуються в каузальній логіці, – каузальній мережі. Також така мережа характеризується наявністю бінарного логічного зв'язку.

За багатьма параметрами каузальні мережі не поступаються нейронним, а в деяких перевищують цю модель подання знань, до таких параметрів можна віднести наступне: простота побудови; відображення семантики предметної області; нотаційна адекватність; здатність до опису локальних і глобальних цілей; доступність; інтерференційні можливості; адаптивність; дидактична операційність; системність; інваріантність; інформаційна ергономічність; економічність; універсальність; природність і наочність подання знань при використанні; розмірність моделі; зручність розробки системи на основі моделі; довговічність; інтерперабельність; швидкість орієнтації в моделі; інтелектуальні можливості; рівень зв'язності знань.

Недоліком же застосування нейронних мереж є те, що для їх ефективності потрібною є стадія навчання. Такий алгоритм не завжди може бути застосований в умовах реальних вимірювань. Крім того, деякі західні вчені стверджують про застарілість та безперспективність нейронних мереж [5].

Розглянемо вершини каузальної мережі до класичного методу яскравісної пірометрії, що передбачає застосування пірометра зі «зникаючою ниткою» та проаналізуємо, як система буде вирішувати виробничі завдання із застосуванням подібної мережі.

Розглянемо наступну проблему: «Червоний фільтр яскравісного пірометра дозволяє виділяти необхідну вузьку спектральну область близько довжини хвилі $\lambda = 0,65$ мкм. З чим пов'язані такі обмеження?».

Поняття з блоку «Фізичні основи»: «Довжина хвилі».

Поняття з блоку «Методика використання»: «Умови використання».

Вершина «Довжина хвилі» пов'язана з вершиною «Оптична система» з блоку «Схема пристрою».

Вершина «Умови використання» пов'язана з: «Вимірювальний прилад» та «Оптична система» з блоку «Схема пристрою».

Вершини блоку «Фізичні основи» зумовлюють вершини двох інших блоків. Вершини блоку «Схема пристрою» зумовлюють вершини блоку «Методика використання».

Ключові поняття відносяться до двох блоків з трьох. Тому, розглядаючи зв'язки цих понять з вершинами третього блоку – «Схема пристрою», можливо дійти висновку, що наведені обмеження пов'язані з характеристиками оптичної системи пірометра: показник довжини хвилі обумовлює оптичну систему, характеристики якої вже визначають умови використання пірометра.

Розглянемо процес контролю температурних режимів лазерного зміцнення металів. Цей напрям є досить розробленим [6].

Каузальна мережа цього процесу включає широкий набір вершин у кожному блоці. Наведемо деякі з них (рис. 1).

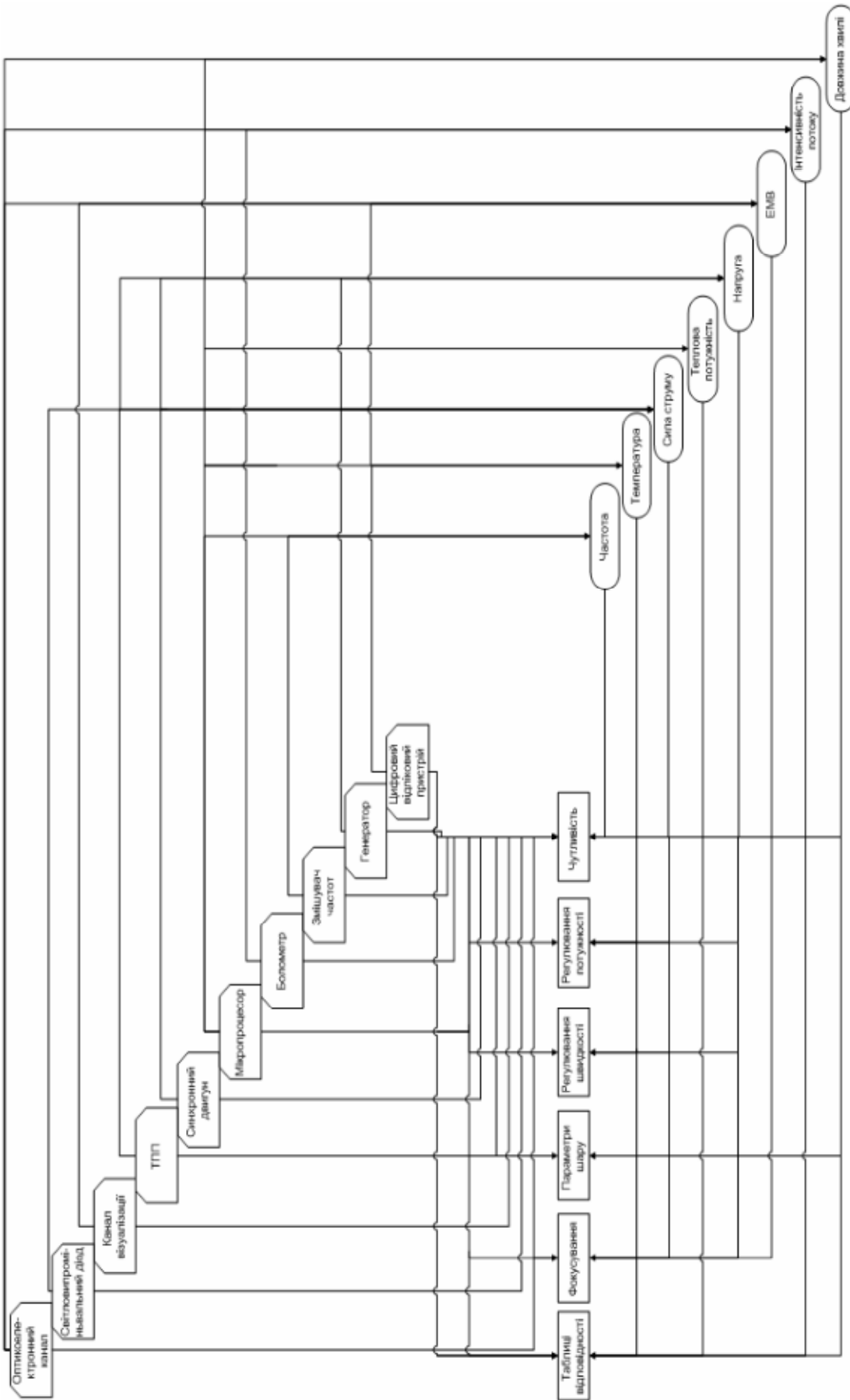





Рис. 1 – Каузальна мережа контролю температурних режимів лазерного зміцнення металів

З блоку фізичні основи виділено: частота; температура; сила струму; теплова потужність; напруга; електромагнітне випромінювання; інтенсивність потоку; довжина хвилі.

З блоку «Схема пристрою» виділено: оптоелектронний канал; світловипромінювальний діод; термочутливий п'єзореzonаторний перетворювач (ТПП); синхронний двигун; мікропроцесор; болометр; змішувач частот; генератор; цифровий відліковий пристрій.

З блоку «Методика використання» виділено: бази даних (таблиці відповідності тощо); фокусування; параметри шару; регулювання швидкості; регулювання потужності; чутливість методу.

Назви вершин кожного з блоків зображені у певних фігурах. Для фізичних основ – це фігура «», для схеми пристрою – «», для методики використання пристрою – «».

Також усі стрілки, що позначають зв'язок, від окремої вершини знаходяться на певному рівні поряд зі стрілками сусідньої вершини, але нижче або вище. Тобто візуально це виглядає як пониження або підвищення рівня.

Такий підхід поряд із застосуванням нейронних мереж має істотні перспективи впровадження в автоматичні засоби контролю, побудовані на штучному інтелекті.

Висновки

Отже, в результаті проведеного дослідження можна зробити наступні висновки:

- встановлено, що засоби пірометрії використовуються у значній частині промислових та побутових вимірювань температури;
- визначено, що методи штучного інтелекту в галузі теплового контролю розробляються вже довгий час, знижують похибки вимірювань та мають значні перспективи впровадження;
- визначено, що семантичні моделі, а саме каузальні мережі, мають функціональний інструментарій до впровадження в експертні системи автоматичних засобів пірометричних вимірювань;
- побудовано каузальну мережу до процесу пірометричного контролю температурних режимів лазерного зміцнення металів.

Список використаних джерел:

1. Prabhu D. R. Neural network based processing of thermal NDE\data for corrosion detection / D. R. Prabhu, W. P. Winfree // *Rev Progress in Quant NDE* / ed. D. O. Thompson, D. E. Chimenti. – 1993. – Vol. 12. – P. 1260–1265.
2. Maldague X. et al A study of defect depth using neural networks in pulsed phase thermography modelling, noise, experiments // *Rev. Generale de Termique*. – 1998. – Vol. 37, no 2. – P. 708–716.
3. The application of ANFIS prediction models for thermal error compensation on CNC machine tools / Ali M. Abdulshahed, Andrew P. Longstaff, Simon Fletcher // *Applied Soft Computing*. – 2015. – N 27. – P. 158–168.
4. Nahlovsky T. Optimization of Fuzzy Controller Parameters for the Temperature Control of Superheated Steam / T. Nahlovsky // *Procedia Engineering*. – 2015. – N 100. – P. 1547–1555.
5. Hawkins J. *On Intelligence* / J. Hawkins, S. Blakeslee. – Times Books, Adapted edition, 2004. – 272 p.
6. Умнов В. П. Система управления роботизированным технологическим процессом лазерного термоупрочнения / В. П. Умнов, Д. А. Старостин // *Fundamental research*. – 2014. – № 11. – С. 1703–1708.

References

1. Prabhu, D & Winfree, W 1993, 'Neural network based processing of thermal NDE\data for corrosion detection', *Rev Progress in Quant NDE*, vol. 12, pp. 1260–1265.
2. Maldague, X 1998, 'A study of defect depth using neural networks in pulsed phase thermography modelling, noise, experiments', *Rev. Generale de Termique*, vol. 37, no. 2, pp. 708–716.
3. Abdulshahed, Ali M, Longstaff, AP & Fletcher, S 2015, 'The application of ANFIS prediction models for thermal error compensation on CNC machine tools', *Applied Soft Computing*, no. 27. pp. 158–168.
4. Nahlovsky, T 2015, 'Optimization of Fuzzy Controller Parameters for the Temperature Control of Superheated Steam', *Procedia Engineering*, no. 100, pp. 1547–1555.
5. Hawkins, J & Blakeslee, S 2004, *On Intelligence*, Times Books, New York.
6. Umnov, V & Starostin, D 2014, 'Sistema upravleniya robotizirovannym tekhnologicheskim protsessom lazernogo termouprochneniya', *Fundamental research*, no. 11, pp. 1703–1708.

Стаття надійшла до редакції 21 жовтня 2015 р.

УДК 62-762.42+677.01

АСИМЕТРИЧНЕ РОЗПОВСЮДЖЕННЯ РІДИНИ В ПРОКЛАДОЧНИХ МАТЕРІАЛАХ

©Щуцька Г. В.

*Київський національний університет технологій і дизайну***Інформація про автора:**

Щуцька Ганна Володимирівна: ORCID: 0000-0002-7182-8556; polischuka@mail.ru; кандидат технічних наук; доцент кафедри текстильного матеріалознавства; Київський національний університет технологій і дизайну; вул. Івана Кудрі, 29, м. Київ, 01042, Україна.

Розв'язана задача з розробки методів визначення строку проходження рідини крізь ущільнення шляхом моделювання дискретної структури матеріалу прокладки. Робота базується на експериментальних даних щодо структури матеріалів для ущільнень і експериментах по проходженню рідини крізь елементарні проби. Доведено, що реальна дискретна структура матеріалу дозволяє створити ефективну модель проникнення рідини крізь прокладки. Створений алгоритм дискретного моделювання сорбційних процесів. Одержані дискретні залежності накопичення рідини в матеріалі. Запропоновані функції, що найліпшим чином апроксимують дискретні залежності. Використання дискретного методу моделювання процесу проходження рідини в ущільненнях з пористих матеріалів дозволило побудувати реальну аналітичну функцію границі змоченої зони. Вперше виявлений ефект збільшення концентрацій всередині матеріалів демонструє можливість дострокового досягнення рідиною границі матеріалу. Одержані результати дозволяють передбачати строк повного намокання ущільнень, прогнозувати строк їх роботи, визначати параметри матеріалу для визначеного терміну роботи.

Ключові слова: ущільнення; пористі матеріали; проникнення рідини; дискретна структура.

Щуцкая А. В. «Асимметричное распространение жидкости в прокладочных материалах».

Решена задача по разработке методов определения срока прохождения жидкости через уплотнения путем моделирования дискретной структуры материала прокладки. Работа базируется на экспериментальных данных по структуре материалов для уплотнений и экспериментах по прохождению жидкости через элементарные пробы. Доказано, что реальная дискретная структура материала позволяет создать эффективную модель проникновения жидкости через прокладки. Создан алгоритм дискретного моделирования сорбционных процессов. Полученные дискретные зависимости накопления жидкости в материале. Предложены функции, наилучшим образом аппроксимируют дискретные зависимости. Использование дискретного метода моделирования процесса прохождения жидкости в уплотнениях из пористых материалов позволило построить реальную аналитическую функцию границы смоченной зоны. Впервые обнаруженный эффект увеличения концентраций внутри материалов демонстрирует возможность досрочного достижения жидкостью границы материала. Полученные результаты позволяют определять срок полного намокания уплотнений, прогнозировать срок их работы, определять параметры материала для определенного срока работы.

Ключевые слова: уплотнения; пористые материалы; проникновение жидкости; дискретная структура.

Shchutska G. “The asymmetric distribution of the liquid in the cushioning material”.

The problem for the development of methods for determining the period of the passage of fluid through the seal by simulating discrete structure of the gasket material is solved. The work is based on the experimental data on the structure of materials for the seal and experiments of the passage of liquid through the basic sample. It is proved that the real discrete structure of the material allows to create an effective model of penetration of liquid through the pads. The algorithm of discrete simulation of sorption processes is developed. The discrete depending of accumulation of fluid in the material are obtained. Functions, that give the best approximation of discrete dependence are suggested. Using the method of discrete simulation of the passage of the fluid in the seals of porous materials made it possible to build a real analytic function dampened border zone. First discovered the effect of increasing concentration within the material demonstrates the ability to achieve early fluid boundaries of the material. The results allow to determine the period of full wet seals to predict the duration of their work, to determine the parameters of the material for a certain period of operation.

Keywords: seals; porous materials; liquid penetration; discrete structure.

1. Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями

Ущільнення нерухомих з'єднань використовується в різноманітних сферах сучасної науки і техніки від точного приладобудування до будівництва. У якості матеріалів для ущільнень використовують матеріали, які мають певну структуру. Незважаючи на їх широку розповсюдження, процес проникнення рідини в подібні матеріали досліджений недостатньо. Дослідження цього процесу може надати змогу визначити строк роботи ущільнень, передбачити вихід з ладу, проектувати обладнання з заданим строком роботи.

2. Аналіз досліджень і публікацій, виділення невирішених раніше частин загальної проблеми

Дослідженням динаміки проходження рідин крізь ущільнення, на наш погляд, приділялося недостатньо уваги, хоча їх працездатність відображається на якості роботи усього пристрою цілком.

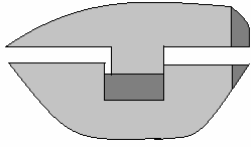
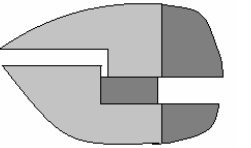
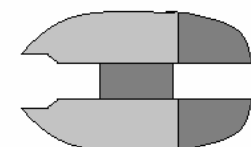
В [1] зроблений огляд матеріалів для ущільнення. Наведені деякі залежності використання таких матеріалів від робочих параметрів (тиску і температури) і від середовища (вода, пара, мастило та ін). Визначені типи і галузь використання ущільнень (таблиця 1).

Працездатність роботи ущільнень багато в чому пов'язана з швидкістю проходження рідини крізь нього. В [2] наведені відомі методи визначення закономірностей проходження рідини крізь пористі середовища, хоча не наведені методи розв'язання пропонованих рівнянь.

В роботі [3] зроблена спроба на основі використання методу скінченних елементів спрогнозувати процес проходження рідини крізь подібні матеріали. На наш погляд, подібна модель не враховує реальну структуру матеріалу, тому може давати значні похибки.

Статті [4–5] демонструють експериментальні дані щодо водопоглинання пористими матеріалами. Вони дають можливість знайти специфічні характеристики матеріалів, хоча дані роботи і не завершуються побудовою реальних моделей.

Таблиця 1 – Використання ущільнень

Означення типу ущільнення	Схема установалення	Призначення
K1		Ущільнення фланцевих з'єднань типу шип-паз
K2		Ущільнення фланцевих з'єднань типу виступ - западина
K3		Ущільнення фланцевих з'єднань з гладкими поверхнями

Робота [6], в якій зроблена спроба аналітичного моделювання процесів поглинання вологи важко використовується на практиці у зв'язку з її складністю.

В ряді робіт[4–5] доведено, що вказані матеріали в реальності є дискретними структурами, для яких бажано використовувати специфічні моделі розрахунку.

В роботі [7] запропонована дискретна модель розповсюдження вологи в пористому матеріалі, що значно спрощує процес моделювання при наближенні моделі до реальної структури. На жаль, в роботі не наведено реального використання запропонованої моделі.

3. Мета роботи – розробка методів визначення строку проходження рідини крізь ущільнення шляхом моделювання дискретної структури матеріалу прокладки.

Фізичний процес проходження рідини крізь ущільнення уявляють з себе дифузію всередину пористої структури. Відомі безперервні моделі, що описують подібний процес. Вони в основному ґрунтуються на спробах розв'язання відповідних диференціальних рівнянь в частинних похідних. Невідомим параметром в цих рівняннях виступає концентрація рідини в певній точці матеріалу. Характеристикою матеріалу виступає коефіцієнт дифузії рідини в матеріал. Справа розв'язання подібних рівнянь значно ускладнюється у зв'язку з тим, що коефіцієнт дифузії сам є функцією концентрації рідини. У результаті рівняння перетворюється у нелінійні, процес їх розв'язання практично невідомий.

Запропонований нами дискретний підхід [7] передбачає, що матеріал, що підлягає дифузії, уявляє з себе істему пор і перехідних елементів між ними.

Дискретна комірка такої структури для розрахунків буде мати вигляд, наведений на рис. 1. Концентрація рідини в кожному елементі визначається, як динамічна функція шляхом рекурентного розв'язку системи звичайних диференціальних рівнянь.

Елемент, що накопичує вологу має номер i у напрямку осі x , j – у напрямку осі y , k – у напрямку осі z . До нього з трьох боків підходять елементи живлення, у свою чергу він роздає

рідину у три боки. Кількість вологи, що входить до елемента означимо індексом 0, кількість вологи, що виходить з елемента – індексом 1. Кожний елемент живлення має передаточну функцію, яка визначає різницю між концентрацією рідини на початку і кінці елемента. У загальному випадку ця функція залежить від координати і часу.

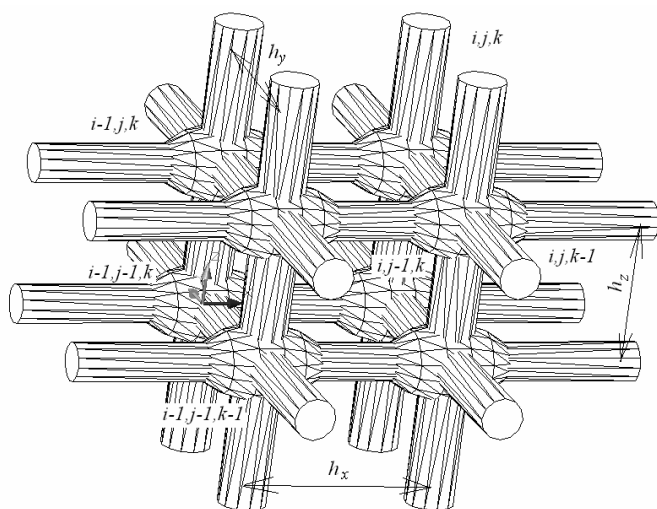


Рис. 1 – Елементарна дискретна комірка

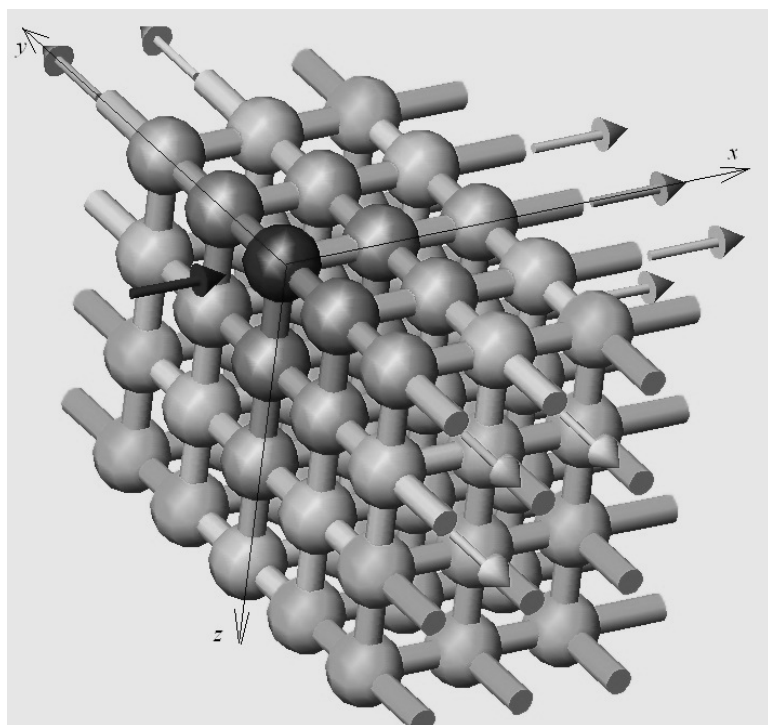


Рис. 2 – Розповсюдження рідини в дискретній моделі вигляді комбінації прямої та експоненти

$$X = (A - B \cdot Z) \cdot e^{-C \cdot Z}.$$

Надалі будемо працювати з безрозмірними координатами

$$x = \alpha(1 - \beta \cdot z) \cdot e^{-\gamma \cdot z},$$

де α, β, γ – коефіцієнти, що залежать від матеріалу ущільнення і рідини.

Вказаний алгоритм був використаний для моделювання розтікання рідини в прямокутній структурі ущільнення. У якості початкових значень по всім коміркам бралася нульова концентрація. Подача рідини здійснювалася постійно в комірку з номером 0,0,0. Результати моделювання розповсюдження рідини показано на рис. 2.

Дискретна модель розповсюдження рідини в певний момент часу дає результати, з яких по-перше, можна визначити реальну концентрацію рідини в певній точці, по-друге, форму границі змоченої зони, якої досягла рідина при її розповсюдженні.

На рис. 3 показана форма змоченої поверхні в окремий період часу. На цьому рисунку показаний вперше виявлений ефект збільшення проникнення рідини всередині матеріалу. Для описання процесу розповсюдження рідини була проведена апроксимація дискретного розповсюдження рідини континуальною моделлю.

Уявимо шукану функцію у

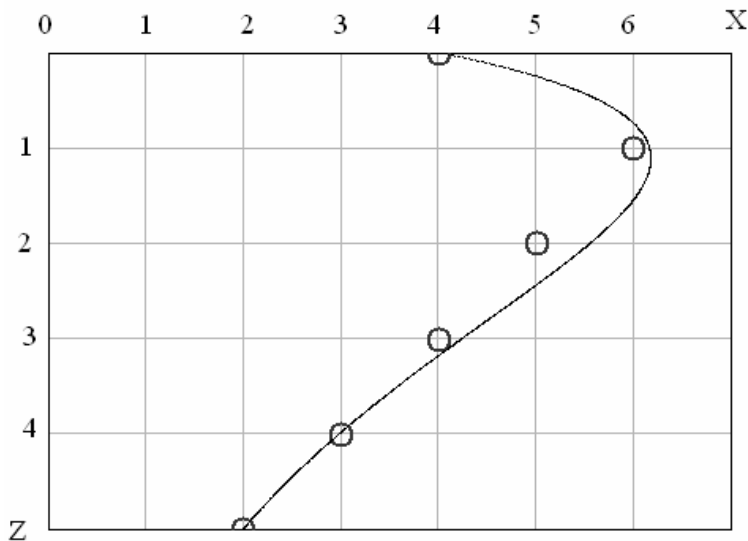


Рис. 3 – Дискретні результати розповсюдження рідини

коefficientів від часу. Аналіз залежностей дозволив виявити дискретні залежності coefficientів від часу і на основі них – апроксимуючі безперервні функції. $\beta = \frac{1.7}{t^{1.8}}$,

$$\gamma = \frac{1.2}{t^{1.04}} \approx \frac{1.2}{t}, \quad \alpha = 1 - 0.97 \cdot e^{-1.3 \cdot t} \approx 1 - e^{-1.3 \cdot t}.$$

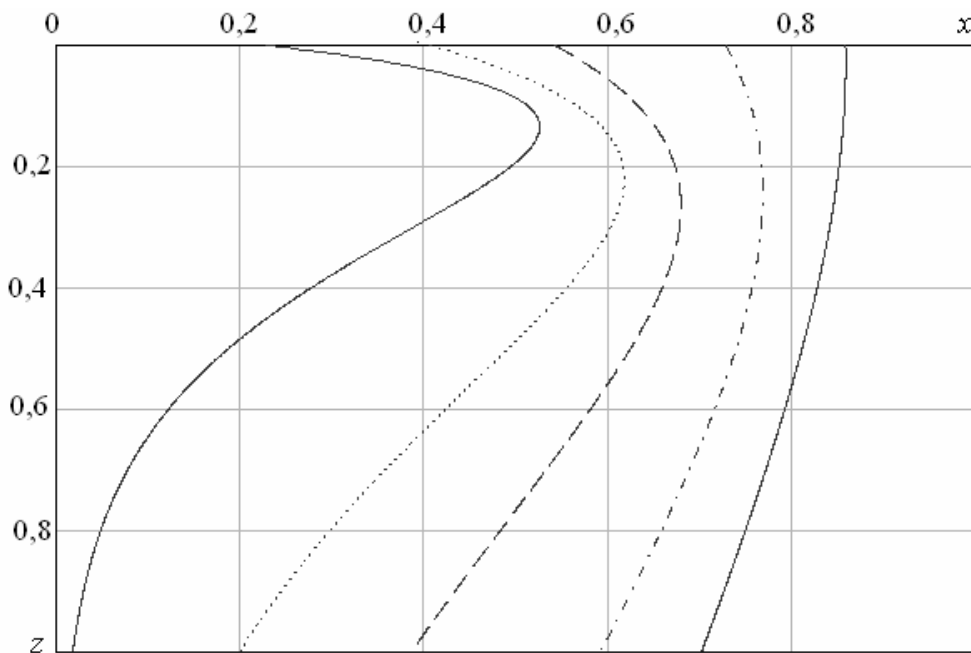


Рис. 4 – Зміна границі змоченої зони для різних моментів часу

Наведені викладки дозволили побудувати безперервну функцію для конкретного випадку.

$$x = \left(1 + \frac{1.7 \cdot z}{t^{1.8}}\right) e^{-1.2 \cdot \frac{z}{t}} \cdot (1 - e^{-1.3 \cdot t}).$$

Дана функція враховувала конкретні показники проникнення рідини в матеріал. Для довільного випадку функцію границі змоченої зони запишемо у вигляді.

$$x = \left(1 + \frac{A3 \cdot z}{t^{A4}} \right) e^{-A1 \cdot \frac{z}{t}} \cdot (1 - e^{-A2 \cdot t})$$

Дана функція є універсальною. Коефіцієнти, що входять до нею є константами, що визначають взаємодію матеріалу і рідини на елементарному рівні.

Висновки

Використання дискретного методу моделювання процесу проходження рідини в ущільненнях з пористих матеріалів дозволило побудувати реальну функцію границі змоченої зони. Вперше виявлений ефект збільшення концентрацій всередині матеріалів демонструє можливість дострокового досягнення рідиною границі матеріалу. Одержані результати дозволяють передбачати строк повного намокання ущільнень, прогнозувати строк їх роботи, визначати параметри матеріалу для визначеного терміну роботи.

Список використаних джерел:

1. Эксплуатация паровых котлов и паротрубопроводов. – К.: Техніка. 2009. – 668 с.
2. Горбис З. Р. Теплообмен и гидромеханика дисперсных сквозных потоков / З. Р. Горбис. – М. : Энергия, 1970. – 424 с.
3. Biomimetic porous scaffolds with high elasticity made from mineralized collagen – An animal study / Atsuro Yokoyama, Michael Gelinsky, Takao Kawasaki, Takao Kohgo, Ulla König, Wolfgang Pompe, Fumio Watari // *Journal of Biomedical Materials Research Part B: Applied Biomaterials*. – 2005. – Vol. 75B, iss. 2. – P. 464-472, doi:10.1002/jbm.b.30331
4. Yoneda M. Measurement of water absorption perpendicular to fabric plane in two- and multi-layered fabric systems/ Yoneda M., Mizuno Y., Yoneda J. // *Textile Res. J.* – 1993. – N 29 (12). – P. 940–949.
5. Sousa Figueiro R. M. Moisture Management Performance of Multifunctional Yarns Based on Wool Fibers / R. M. Sousa Figueiro, H. F. Cunha Soutinho // *Advanced Materials Research*. – 2010. – Vol. 123-125. – P. 1247-1250.
6. Riabchykov N. Linear mathematical model of water uptake perpendicular to fabric plane / N. Riabchykov, V. Vlasenko, S. Arabuli // *Vlakna a textile*. – 2011. – N 2 (18). – P. 24–29.
7. Щуцька Г. В. Дискретна двовимірна модель розтікання вологи в текстильних матеріалах / Г. В. Щуцька, Н. П. Супрун // *Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Сер. «Технічні науки»*. – 2015. – № 3 (86). – С. 107–114.

References

1. Be, know, do: *Eksploatatsiya parovykh kotlov i parotruboprovodov* 2009, Tekhnika, Kyiv.
2. Gorbis, Z 1970. *Teploobmen i gidromekhanika dispersnykh skvoznnykh potokov*. Energiya, Moskva.
3. Yokoyama, A. Gelinsky, M. Kawasaki, T. Kohgo, T. König, U. Pompe, W & Watari, F 2005. 'Biomimetic porous scaffolds with high elasticity made from mineralized collagen – An animal study', *Journal of Biomedical Materials Research Part B: Applied Biomaterials*, vol. 75B, iss. 2, pp. 464-472, doi:10.1002/jbm.b.30331
4. Yoneda, M, Mizuno, Y & Yoneda, J 1993. 'Measurement of water absorption perpendicular to fabric plane in two- and multi-layered fabric systems', *Textile Research Journal*, no. 29 (12), pp. 940–949.
5. Sousa Figueiro, R & Cunha Soutinho, H 2010, 'Moisture Management Performance of Multifunctional yarns based on Wool Fibers', *Advanced Materials Research*, vol. 123-125, pp. 1247-1250.
6. Riabchykov, N, Vlasenko, V & Arabuli, S 2011, 'Linear mathematical model of water uptake perpendicular to fabric plane', *Vlakna a textile*, no. 2 (18), pp. 24-29.
7. Shchutskaya, A & Suprun, N 2015, 'Discrete two-dimensional model of wet spreading in textiles', *Bulletin of the Kyiv National University of Technologies and Design, Seriya "Tekhnichni nauky"*, no. 3 (86), pp. 107-114.

Стаття надійшла до редакції листопада 2015 р.

До уваги авторів

ДО УВАГИ АВТОРІВ

У зв'язку зі зміною редакційної політики та популяризацією за кордоном збірника наукових праць УПА «Машинобудування» (далі – Збірник) через світові бібліографічні, наукометричні бази, міжнародні каталоги повідомляємо наступне.

Науковий фаховий Збірник приймає до публікації наукові праці з питань технології машинобудування, піднімально-транспортних машин, верстатів та інструментів і динаміки та міцності машин.

Збірник зареєстровано у Міжнародному центрі періодичних видань, йому присвоєно Міжнародний стандартний номер серіального видання ISSN (International Standard Serials Number) 2079-1747 (print). Збірник індексується в міжнародних каталогах та наукометричних базах даних: РІНЦ, Index Copernicus, Google Scholar, ROAR (Registry of Open Access Repositories), OpenDOAR (The Directory of Open Access Repositories).

Публікаційна етика та правила оформлення наукових публікацій

Редакційна колегія Збірника орієнтується в роботі на норми та принципи міжнародної організації Committee on Publication Ethics (COPE), її політика базована на рекомендаціях Budapest Open Access Initiative (BOAI).

Опубліковані в Збірнику наукових праць УПА статті мають бути результатом наукових досліджень авторів, внеском у розвиток науки і забезпечувати спадкоємність наукових поглядів. З урахуванням цього редакція встановлює стандарти етичної поведінки для всіх сторін, що беруть участь в процесі публікації.

Обов'язки авторів

1. Стандарт авторства

Авторство має бути обмежене лише тими, хто вніс значний внесок в одержання результатів дослідження (розробка концепції, наукової ідеї та інш.). Автор, який представляє редакції рукопис, повинен гарантувати, що ним вказано всіх співавторів, що вони бачили і схвалили остаточний варіант рукопису і згодні з її поданням до редакції для публікації.

Статті, що подаються аспірантами, здобувачами, повинні мати рекомендацію наукового керівника, якщо він не є співавтором статті.

2. Стандарт однократності (неприпустимість паралельних публікацій).

Автор не повинен подавати до редакції рукопис раніше опублікованої статті. Він не повинен також подавати рукопис однієї і тієї ж за змістом статті в редакції декількох журналів одночасно.

Подача рукопису одночасно в кілька журналів є неетичною і неприйнятною.

3. Стандарт доступу до вихідних даних, дослідження та їх зберігання.

Автор зобов'язаний подати вихідні матеріали (дані) дослідження на вимогу редакції і повинен бути готовий надати публічний доступ до них. Автор повинен зберігати ці дані протягом певного часу після публікації.

4. Стандарт оригінальності і неприпустимість плагіату

Автор повинен представити в редакцію абсолютно оригінальну статтю. Якщо він використовував роботи або включає в свою статтю фрагменти з робіт (цитати) інших осіб, то таке використання має бути належним чином оформлене (лапки, виноска на джерело цитування, вказівка оригінального джерела в бібліографічному списку до статті).

Плагіат в будь-якій формі є неетичною і неприйнятною поведінкою автора.

5. Стандарт підтвердження джерел

Автор повинен в бібліографічному списку правильно вказати наукові та інші джерела, які він використовував у ході дослідження та які мали істотний вплив на результати дослідження.

Джерела, на які є виноска в тексті рукопису статті, повинні бути вказані в обов'язковому порядку. Інформація, отримана з неофіційних (приватних) джерел (розмова, листування, обговорення з третіми особами та ін.), не повинна використовуватися.

6. Стандарт виправлення помилок в опублікованих роботах

Якщо автор виявить суттєву помилку або неточність у вже опублікованій статті, то він зобов'язаний негайно повідомити про це редакцію і сприяти їй у виправленні помилок.

Якщо редакція дізнається про помилку від третіх осіб, то автор зобов'язаний негайно усунути помилку або представити докази її відсутності.

Загальні правила оформлення наукових публікацій

1. До друку приймаються наукові статті, що мають наукову і практичну цінність. Редакція приймає статті, повністю підготовлені до друку в збірнику наукових праць. Статті, оформлення яких не відповідає вказаним вимогам, не приймаються до друку.

2. Рішення щодо публікації (позитивне чи негативне) повідомляється автору. Стаття може бути повернена для доопрацювання. Рукописи авторам не повертаються.

3. Статті, відіслані авторам на доопрацювання, повинні бути повернені до редакції не пізніше, ніж через 10 днів після її одержання.

4. До розгляду приймаються наукові статті обсягом не менше 12-15 тис. знаків (включаючи таблиці, графіки, рисунки), формат паперу – А4, орієнтація – книжкова, всі поля – 2 см, міжрядковий інтервал – 1,5, кегль шрифту – 14, гарнітура – Times New Roman, абзац – 1,25 см.

5. Формули, рисунки, таблиці вставляються по тексту одразу після посилання на них. Ілюстрації повинні бути чіткими, формули – написані загальноприйнятою символікою. Розмір шрифту в ілюстраційному матеріалі не менше 10 пт.

6. Статті подаються в друкованому (2 прим.) та в електронному варіантах у вигляді файлів (текст форматами DOC, RTF, графіки, рисунки – JPEG, TIFF). Якщо текст статті разом з ілюстраціями виконано у вигляді одного файлу, то необхідно додатково подати файл із ілюстраціями (одна ілюстрація – один файл).

7. На електронну адресу редакції подається комплект файлів, до якого має бути додано опис, де зазначаються:

- назва текстового редактора,
- імена файлів,
- назва збірника
- назва статті,
- розділ науки,
- прізвище, ім'я та по батькові авторів.

8. До редакції приймаються документи Microsoft Word версій до 2003 року (Word 11, Microsoft Office 2003). Документи Word 2007, Word 2010 **в форматі *.docx не приймаються.**

9. Редакція залишає за собою право вносити поправки до статей, не змінюючи основного змісту. Відповідальність за цитування та достовірність інформації несуть автори статей.

10. Мова публікацій: українська, російська, англійська.

11. Слід чітко розмежовувати тире (–) та дефіс (-). Необхідно використовувати однотипні лапки («...» – для українського та російського тексту статті та “...” – для англійського). Не допускається ставити абзацний відступ пробілами та клавішею Tab. Рядки тексту в межах абзацу не повинні розділятися клавішею Enter.

До уваги авторів

12. Не допускається використання переносів. Між ініціалами, ініціалами та прізвищем ставиться нерозривний пробіл. Нумерація сторінок не проставляється.

13. Збірник з опублікованою статтею надсилається авторові поштою або видається у редакції.

Структура наукової статті (відповідно вимог ДСТУ 7152:2010 «Видання. Оформлення публікацій у журналах і збірниках»)

Матеріали, подані до збірника, мають відповідати вимогам Постанови Президії ВАК України від 15.01.2003 р. №7-05/1 «Про підвищення вимог до фахових видань, внесених до переліків ВАК України», Постанови Кабінету Міністрів України від 27 січня 2010 р. № 55 «Про впорядкування транслітерації українського алфавіту латиницею» та повинні мати такі необхідні відомості:

1. **Індекс УДК** (вирівнювання по лівому краю). Визначити код УДК ви можете на сайті бібліотеки: <http://library.uipa.edu.ua/>

2. **Назва статті** (вирівнювання по центру, шрифт – напівжирний, великі літери).

3. **Прізвище та ініціали авторів**, співавторів (шрифт напівжирний)

3. **Анотація** (авторське резюме) без слова «Анотація» подається трьома мовами – українською, російською, англійською. Анотація містить прізвища та ініціали авторів (напівжирний курсив), назву статті у лапках, текст анотації. Обсяг анотації повинен бути не менше 1000 знаків.

5. **Ключові слова** (напівжирний курсив) – 5-6 слів через крапку з комою трьома мовами – українською, російською, англійською.

6. **Текст наукової статті.**

7. **Список використаних джерел** українською або російською мовами відповідно до ДСТУ ГОСТ 7.1-2006 (дивись сайт бібліотеки <http://library.uipa.edu.ua/vikladacham-i-kuratoram.html>), англійською мовою відповідно до міжнародних стандартів (https://www.staffs.ac.uk/assets/harvard_quick_guide_tcm44-47797.pdf). В оригінальних роботах цитують не більш 15 праць, а в оглядах – до 50. Список повинний містити публікації за останні 10 років, більш ранні допускаються лише в особливих випадках.

8. **References** – список використаних джерел латинськими літерами відповідно до стандарту Harvard (Постанова Кабінету Міністрів України від 27 січня 2010 р. №55 «Про впорядкування транслітерації українського алфавіту латиницею»).

На сайті <http://www.slovnuk.ua/services/translit.php> можна безкоштовно скористатися програмою транслітерації україномовного тексту в латиницю.

На сайті <http://www.translit.net> є програма для транслітерації російськомовного тексту (стандарт BGN).

9. Стаття повинна супроводжуватися **авторською довідкою** (для кожного автора) трьома мовами – українською, російською, англійською.

10. Авторська довідка містить наступні дані:

- назва статті;

- прізвище, повне ім'я та по батькові;

- рік народження;

- вчений ступінь, вчене звання;

- місце роботи (англійською мовою – повна офіційно-прийнята назва установи);

- посада;

- ідентифікатор ORCID (дивись сайт бібліотеки: <http://library.uipa.edu.ua/naukovtsyam/item/768-reiestratsiia-vchenykh-u-mizhnarodnomu-reiestri-orcid.html>);

- адреса для листування, телефон, e-mail;

- адреса для відправки авторського екземпляру.

У кінці довідки треба зазначити «Поданий матеріал раніше не публікувався і до інших видавництв не надсилався». «Не заперечую проти виставлення повного тексту статті на сайт Національної бібліотеки України ім. В.І. Вернадського, в реферативну базу даних «Україніка наукова» та повнотекстову базу даних «Наукова періодика України», сайт Наукової бібліотеки УПА і на сайт Наукової електронної бібліотеки eLIBRARY.RU.

Рекомендації до написання анотацій (авторських резюме) до наукових статей

До публікації приймаються рукописи з максимально конкретизованими анотаціями. Композиційно анотація може бути збудована за принципами IMRAD (Introduction, Methods (Methodology), Results and Discussion). Загальновизнаною світовою практикою є використання анотацій (англійською мовою – resume чи abstract) не лише як структурного компонента власне наукової статті, але й як окремої наукової форми, що має на меті ознайомити у найзагальніших рисах із суттю та змістом дослідження.

Актуальність – актуальність дослідження. Мета – мета і завдання дослідження. Не слід повторювати назву статті. Якщо з назви статті мета та завдання роботи є зрозумілими, то це речення слід пропустити. Наприклад, можна вказати – Розглянуті напрямки... Не використовувати такі слова як «В цій статті, в статті». Компетентні дослідники чудово розуміють, що мова йде саме про Вашу статтю.

Методи (методологія дослідження) – відомості про те, коли, де, як проводилося дослідження; яка інформація, методи використовувалися; хто був включений в групу піддослідних. **Метод або методологію** проведення роботи доцільно описувати в тому випадку, якщо вони відрізняються новизною або їх розробка становить самостійну частину роботи. У рефератах документів, що описують експериментальні роботи, вказують джерела даних і характер їхньої обробки.

Результати – основні висновки (конкретика), результати дослідження. Наприклад – Встановлено..., З'ясовано..., Показано... та ін. **Результати** роботи описують гранично точно й інформативно. Наводять основні теоретичні та експериментальні результати, фактичні дані, виявлені зв'язки і закономірності. При цьому перевага надається новим результатам і даним довгострокового значення, важливим відкриттям, висновкам, які спростовують наявні теорії, а також даними, що, на думку автора, мають практичне значення.

Висновки можуть містити рекомендації, оцінки, пропозиції, гіпотези, описані у статті. Не рекомендується вказувати, що Ваш підхід або методика є кращими, ніж в інших авторів. Це є зрозумілим із самого статусу статті як наукової.

Перспективи – інформація про те, як отриманий результат співвідноситься з висновками інших учених, які перспективи дослідження, напрями подальшої роботи, складності.

При підготовці анотації слід виходити з того, що Ви пишите для компетентних дослідників і широкого кола потенційних англосовних користувачів. Тому можете вводити до анотації спеціальні терміни. Слід чітко викладати свою позицію. Від стилю її викладення залежить кількість звертань і, що є особливо важливим і актуальним сьогодні, кількість цитувань Вашої публікації. Анотація не повинна містити загальних слів.

Авторське резюме повинно викладати суттєві факти роботи, і не повинно перебільшувати або містити матеріал, який відсутній в основній частині публікації.

До уваги авторів

Відомості, що містяться в заголовку статті, не повинні повторюватися в тексті авторського резюме. Скорочення та умовні позначення не допускаються.

В авторському резюме не робляться посилання на номер публікації в списку літератури до статті.

Слід уникати зайвих вступних фраз (наприклад, «автор статті розглядає»). Історичні довідки, якщо вони не становлять основний зміст документа, опис раніше опублікованих робіт та загальновідомі положення в рефераті не наводять.

У тексті анотації слід вживати синтаксичні конструкції, властиві мові наукових і технічних документів, уникати складних граматичних конструкцій (не застосовуваних у науковій англійській мові).

Обсяг тексту визначається змістом публікації (обсягом відомостей, їх науковою цінністю та / або практичним значенням), але **не повинний бути менше 1000 знаків**.

Приклад авторського резюме українською мовою:

Значна частина планів по впровадженню змін, що містять в своїй основі нововведення, або не доходить до практичної реалізації, або в дійсності приносить набагато менше користі, ніж планувалося..... У статті пропонується механізм ..., заснований на аналізі ... Дослідження спирається на звід правил і процедур, що містять серію методів, використання яких дозволяє ... До таких методів відносяться: ...Результатом розробленої автором методики ... є пропозиція, яка в своїй концептуальній основі орієнтується на ...вишукування шляхів та прискорить реалізацію....., що в кінцевому результаті призведе до....

Рекомендації до написання тексту наукової статті

Відповідно до Постанови Президії ВАК України від 15.01.2003 р. №7-05/1 «Про підвищення вимог до фахових видань, внесених до переліків ВАК України», текст статті має бути із зазначенням наступних елементів:

- **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.

Особливості стилю наукової статті

Часто автори, які декларують звертання до наукової проблематики, використовують при цьому публіцистичний стиль викладу. Змішання стилів не є виправданим, оскільки створення якісного інтелектуального продукту не може асоціюватися із публіцистичністю у будь-якій її формі. Публіцистика і наука – це дві повноцінні, важливі для суспільного розвитку, але зовсім відмінні сфери інтелектуального самовираження. Отже, починаючи зі

стадії осмислення прийомів збору інформації та закінчуючи формами викладу тих концепцій та ідей, до яких дійшов автор у результаті дослідження, слід чітко та однозначно орієнтуватися на загально-визнані наукові стандарти рівня аргументованості та стилю викладу матеріалу.

При цьому треба пам'ятати, щоб у статті не було бездоказових тез та концепцій; усі ідеї знаходилися у закономірному та обґрунтованому взаємозв'язку; автор прагнув до максимальної об'єктивності та пошуку наукової істини, вільної від тиску ідеології та емоцій.

Рекомендації до складання списку використаних джерел

Після статті подається 2 списки:

Список використаних джерел (звичайний список літератури) та **References** (список для міжнародних БД, де дані українською/російською мовою описуються за допомогою транслітерації (<http://www.slovnuk.ua/services/translit.php>), а джерела англійською дублюються зі списку «Список використаних джерел»). Необхідно в опис документу в Списку та References вносити всіх авторів, не скорочуючи перелік до трьох, як це рекомендовано чинним у нас державним стандартом.

Правила оформлення списку літератури *References*, транслітерованого у романському алфавіті (латиниця)

Правильний опис використовуваних джерел у списках літератури є запорукою того, що цитована публікація буде врахована під час **оцінювання наукової діяльності її авторів**, отже, (по ланцюжку) — діяльності організації, регіону, країни.

За цитуванням журналу визначається його науковий рівень, авторитетність, ефективність діяльності його редакційної колегії і т. д. З цього виходить, що найбільш значущими складовими в бібліографічних посиланнях є **прізвища авторів і назви журналів**. Причому для того, щоб всі автори публікації були враховані в системі *Scopus*, **необхідно в опис статті вносити прізвища всіх авторів**, не скорочуючи їх до трьох, чотирьох та інше.

Для оформлення списку літератури *References* необхідно користуватись стандартом Harvard (https://www.staffs.ac.uk/assets/harvard_quick_guide_tcm44-47797.pdf).

Приклад опису статті з журналу:

Fritzkowski, P & Kaminski, H 2009, 'Dynamics of a rope modeled as a discrete system with extensible members', *Computational Mechanics*, no. 44(4), pp. 473-480. doi:10.1007/s00466-009-0387-2.

Приклад опису книги:

Loveikin, V, Chovniuk, Yu, Dikteruk, M & Pastushenko, S 2004, *Modeliuvannia dynamiky mekhanizmiv vantazhopidomnykh mashyn*, RVV MDAU, Mykolaiv.

Збірник наукових праць «Машинобудування» (Українська інженерно-педагогічна академія МОНМС України) затверджено постановою Президії ВАК України від 23.02.2011р. № 1-05/2 як наукове фахове видання України, в якому можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття ступенів доктора і кандидата технічних наук

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

УДК 621 – 622

Машинобудування. Збірник наукових праць. Випуск 16. – Харків, Українська інженерно-педагогічна академія (УІПА), 2015. – 162 с.

У збірнику подано результати наукових досліджень в галузі машинобудування. Розглянуто важливі проблеми міцності, стійкості, роботоздатності, динаміки вантажопідйомних, транспортуючих машин та верстатів, а також питання технології машинобудування.

Для викладачів, науковців, аспірантів, фахівців в галузі машинобудування.

SCIENTIFIC EDITION

UDC 621 – 622

Engineering. Collection of Scientific Papers. Issue 16. – Kharkiv, Ukrainian Engineering Pedagogics Academy (UEPA), 2015. – 162 p.

There were considered the important problems of strength, steadiness, capacity for work, dynamics of loading transporting, technological, machines and importers, also a question of machine-building technologic.

For instructors, research workers, post graduates, experts in the field of machine-building.

Підписано до друку 15.12.2015

Формат 60x84/8.

Папір офсетний. Друк ризографічний.

Умов. друк. арк. – 10.

Тираж 300 прим. Ціна договірна.

Надруковано з готових оригінал-макетів у друкарні ФОП Петров В.В.
Єдиний державний реєстр юридичних осіб та фізичних осіб-підприємців.

Запис № 2480000000106167 від 08.01.2009 р.

61144, м. Харків, вул. Гв. Широнінців, 79в, к. 137, тел. (057) 778-60-34.

e-mail: bookfabrik@rambler.ru