

ISSN 2663-1334 (print)
ISSN 2663-1342 (online)

<http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2021.01>

Machinery & Energetics

Journal of Rural Production Research

since 2010 till 2018

[Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science
of Ukraine. Series: Technique and Energy of APK.
ISSN 2222-8594 (print). ISSN 2415-7694 (online)]

Vol. 12

№ 1

(January – March)

Kyiv – 2021

Editor-in-Chief

Prof. Vyatcheslav Loveykin, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine

Vice-Editor

PhD Ivan Rogovskii, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine

PhD Oleksandr Synyavskiy, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine

Assistants Editor

PhD Viktoriya Kyrylyuk, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine

Editorial Board

Prof. Andrey Tevyashev, Kharkov National University of Radio Electronics, Ukraine

Prof. Andriy Boyko, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine

Prof. Valeriy Voytiuk, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine

Prof. Volodymyr Kozyrskii, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine

Prof. Andrzej Marczuk, University of Life Sciences in Lublin, Poland

Prof. Dainis Viesturs, Latvia University of Agriculture, Latvia

Prof. Dmytro Voytiuk, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine

Prof. Gennadiy Golub, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine

Prof. Georgiy Tayanowski, University of Agriculture in Minsk, Belarus

Prof. Henryk Sobczuk, Polish Academy of Sciences, Poland

Prof. Janusz Wojdalski, Warsaw University of Life, Poland

Prof. Leonid Aniskevych, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine

Prof. Yevgen Aftandilyants, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine

Prof. Larysa Bal-Prylypko, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine

Prof. Ludvikas Spokas, Agrarian University in Kaunas, Lithuania

Prof. Petro Yevych, Czech University of Life Sciences Prague, Czech Republic

Prof. Ondrej Savec, Czech University of Life Sciences Prague, Czech Republic

Prof. Vjacheslav Shebanin, Mykolayiv National Agrarian University, Ukraine

Prof. Povilas A. Sirvydas, Agrarian University in Kaunas, Lithuania

Prof. Stanislaw Sosnowski, University of Engineering and Economics in Rzeszów, Poland

Prof. Tadeusz Złoto, Częstochowa University of Technology, Poland

Prof. Valery Adamchuk, National Scientific Centre «Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture» in Kyiv, Ukraine

Prof. Vitaliy Lysenko, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine

Prof. Volodymyr Boyko, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine

Prof. Volodymyr Bulgakov, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine

Prof. Volodymyr Gorobets, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine

Prof. Volodymyr Gorobetz, National Agrarian University of Moldova, Moldova Republic

Prof. Volodymyr Kravchuk, State Scientific Organization „Leonid Pogorilyy Ukrainian Scientific Research Institute of Forecasting and Testing of Machinery and Technologies for Agricultural Production”, Ukraine

Prof. Vyatcheslav Adamchuk, University McGill, Canada

Prof. Wacław Romaniuk, Institute of Technology and Life Sciences Branch in Warsaw, Poland

Prof. Wojciech Tanaś, University of Life Sciences in Lublin, Poland

All the articles are available on the webpage: www.journals.nubip.edu.ua/index.php/Tekhnica

All the scientific articles received positive evaluations by independent reviewers

Linguistic consultant: *Ivan Rogovskii*

Typeset: *Ivan Rogovskii*

Cover design: *Liudmyla Titova*

Photo on the cover: *Ivan Rogovskii*

© Copyright by National University of Life and Environmental Science of Ukraine, 2021

Editorial Office address

National University of Life and Environmental Science of Ukraine

Str. Heroiv Oborony, 15, Kyiv, Ukraine, 03041

e-mail: rogovskii@nubip.edu.ua

Printing

AgroMediaGroup, Novokonstantinovska Str. 4a, 04-080 Kyiv, Ukraine

Publishing Office address

AgroMediaGroup, Novokonstantinovska Str. 4a, 04-080 Kyiv, Ukraine

ISSN 2663-1334 (print)

ISSN 2663-1342 (online)

Edition 100+16 vol.

ISSN 2663-1334 (print)
ISSN 2663-1342 (online)

<http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2021.01>

Техніка та енергетика

*Журнал наукових досліджень
сільськогосподарського виробництва*

з 2010 року до 2018 року

[Науковий вісник Національного університету біоресурсів і
природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК
ISSN 2222-8594 (print). ISSN 2415-7694 (online)]

Випуск 12

№ 1

(січень – березень)

Київ – 2021

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. Редкол. :

В. С. Ловейкін (голов. ред.) та ін. Київ. 2021. Вип. 12. № 1. 160 с.

Висвітлено результати наукових досліджень, проведених працівниками Національного університету біоресурсів і природокористування України і в співпраці із закордонними науковцями, працівниками навчальних закладів Міністерства освіти і науки України та науково-дослідних інститутів НАН України, НААН України і Міністерства розвитку економіки, торгівлі та сільського господарства України.

Редакційна колегія: В. С. Ловейкін, д-р техн. наук, проф. (головний редактор); О. Ю. Синявський, канд. техн. наук, доц.; І. Л. Роговський, канд. техн. наук, старший наук. співр. (заступники головного редактора); В. І. Кирилук, канд. с.-г. наук, доц. (відповідальний секретар); В. І. Адамчук, д-р техн. наук, проф.; В. В. Адамчук, д-р техн. наук, проф.; Л. В. Аніскевич, д-р техн. наук, проф.; Є. Г. Афтанділянц, д-р техн. наук, проф.; Л. В. Баль-Прилипко, д-р техн. наук, проф.; В. М. Булгаков, д-р техн. наук, проф.; В. Д. Войтюк, д-р техн. наук, проф.; І. В. Головач, д-р техн. наук, проф.; Г. А. Голуб, д-р техн. наук, проф.; М. В. Гребченко, д-р техн. наук, проф.; А. В. Жильцов, д-р техн. наук, проф.; М. М. Заблудський, д-р техн. наук, проф.; Н. А. Заєць, д-р техн. наук, проф.; В. В. Каплун, д-р техн. наук, проф.; В. В. Коваль, д-р техн. наук, проф.; В. В. Козирський, д-р техн. наук, проф.; В. П. Лисенко, д-р техн. наук, проф.; К. Г. Лопатько, д-р техн. наук, доц.; І. І. Назаренко, д-р техн. наук, проф.; В. М. Несвідомін, д-р техн. наук, проф.; С. Ф. Пилипака, д-р техн. наук, проф.; В. М. Решетюк, канд. техн. наук, доц.; В. Романюк, д-р техн. наук, проф.; Г. Собчук, д-р техн. наук, проф.; О. Б. Таширев, д-р техн. наук, проф.; Л. Л. Тітова, канд. техн. наук, доц.; С. П. Циганков, д-р техн. наук, старший наук. співр.; М. Г. Чаусов, д-р техн. наук, проф.; С. А. Шворов, д-р техн. наук, проф.

Рекомендовано до друку Вченою радою НУБіП України, протокол № 5 від 22 грудня 2020 р.

Науковий журнал «Machinery & Energetics» на підставі наказу Міністерства освіти і науки України № 409 від 17.03.2020 р. (додаток № 1) внесений до Переліку наукових фахових видань України (категорія «Б» у галузі технічних наук з спеціальностей 131 і 133), який є правонаступником наукового видання «Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК», який згідно з наказами Міністерства освіти і науки України від 13 липня 2015 р. № 747 та від 07 травня 2019 р. № 612 внесений до переліку наукових друкованих фахових видань України, в яких можуть бути опубліковані результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступеней доктора і кандидата технічних наук.

Науковий журнал «Machinery & Energetics» внесено до бібліографічної бази даних наукових публікацій внесено до бібліографічних баз даних наукових публікацій CrossRef, PIIIC, Ulrich's Periodicals Directory, USJ, BASE, SIS, AGRIS, індексується Google Scholar, RePEc, ResearchBib, MIAR.

Відповідальний за випуск І. Л. Роговський.

Адреса редколегії: 03041, Київ-41, вул. Героїв оборони, 15,
Національний університет біоресурсів
і природокористування України, тел. 527-82-41

© Національний університет біоресурсів і
природокористування України, 2021

УДК 621.873

СИНТЕЗ ОПТИМАЛЬНОГО КЕРУВАННЯ СИСТЕМОЮ „КРАН-ВАНТАЖ” У ВИГЛЯДІ ЗВОРОТНОГО ЗВ’ЯЗКУ

Ю. О. Ромасевич, В. С. Ловейкін, В. В. Макарець, А. С. Поночовний

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття зі спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: romasevichyuriy@ukr.net.

Історія статті: отримано – листопад 2020, акцептовано – грудень 2020.

Бібл. 12, рис. 3, табл. 1.

Анотація. У статті розроблено підхід щодо синтезу оптимального керування рухом динамічної системи „кран-вантаж” для задачі усунення коливань вантажу. В основу підходу покладено штучну нейронну мережу, навчання якої проведено із використанням метаверистичного методу ME-D-PSO за парадигмою навчання „з підкріпленням”. Всі розрахунки приведено для режиму розгону крана з вантажем на гнучкому підвісі. Оптимізаційним критерієм виступав комплексний показник, який враховував швидкодню системи та середньоквадратичне значення динамічної складової потужності. Крім того, на рух системи накладено кінематичне та динамічні обмеження, що викликані обмеженістю можливостей частотно-керованого приводу механізму переміщення крана.

Сутність розробленого у статті підходу полягає у пошуку мінімуму оптимізаційного критерію у просторі ваг і біасів штучної нейронної мережі, які, крім того, задовольняють крайові умови руху системи та накладені обмеження.

Отриманий у ході виконання розрахунків тензор ваг і матриця біасів нейронної мережі дає змогу забезпечити всі вихідні умови задачі. Результати проілюстровані за допомогою графічних залежностей кінематичних, енергетичних та динамічних характеристик руху динамічної системи. Крім того, проведено розрахунок оціночних показників: максимальних та середньоквадратичних величин потужності, рушійного зусилля, коливань вантажу.

У кінцевій частині статті наведено перспективи подальших досліджень у даному напрямку.

Ключові слова: вантажопідйомний кран, оптимальне керування, штучна нейронна мережа, коливання вантажу.

Постановка проблеми

Сучасне виробництво пов’язано з переміщенням значної кількості вантажів. Для виконання цих функцій у річкових та морських портах використовуються вантажопідйомні крани прольотного типу.

Робота кранів у портах пов’язана із вимогою високої продуктивності, яку вдається забезпечити лише при автоматизації перевантажувальних процесів. Одним із шляхів щодо вирішення цієї науково-прикладної задачі є усунення маятникових коливань вантажу на гнучкому підвісі. При цьому стратегію керування рухом вантажопідйомного крана необхідно обрати такою, щоб мінімізувати один або декілька небажаних показників його роботи (наприклад, втрати енергії, тривалість циклу переміщення вантажу, динамічні навантаження у крановій металоконструкції тощо). Варто відмітити, що на рух крана та вантажу у портах можуть справляти вплив вітрові пориви, які мають стохастичний характер. Тому шукане оптимальне керування рухом крана повинно враховувати фактичний стан системи (положення і швидкості крана і вантажу). Сучасними підходами у синтезі оптимального регулятора руху крана є застосування штучних нейронних мереж та метаверистичних методів оптимізації. Саме такі підходи будуть розвинені у даній роботі.

Аналіз останніх досліджень

У роботах [1, 2] на основі застосування штучних нейронних мереж отримано оптимальне керування рухом системи „кран-вантаж”. Автори для опису руху системи застосували систему нелінійних диференціальних рівнянь, а оптимальне керування отримали при розв’язуванні рівняння Гамільтона-Якобі-Беллмана. Стійкість керування була досліджена методом Ляпунова.

У роботі [3] також застосовано нейронну мережу для керування двомасовою системою „кран-вантаж”. Автори застосували нелінійну математичну модель системи. У результаті було отримано нейрорегулятор, який характеризується робастністю та нечутливістю до зовнішніх стохастичних збурень.

У роботі [4] для знаходження оптимальної швидкодії руху крана із вантажем на гнучкому підвісі запропоновано використати технології машинного навчання, у тому числі нейронні мережі. У роботі автори використали обмеження на максимальне

прискорення крана, його швидкість та кут відхилення канату з вантажем від вертикалі.

Перспективним напрямом, який використовується для задач синтезу оптимального керування рухом кранів у вигляді зворотного зв'язку, є метаевристичні методи. Зокрема, у роботі [5] за допомогою модифікації методу рою часточок FIPSO отримано шість оптимальних значень коефіцієнтів багатоканального ПД-регулятора. Моделювання руху системи показало його якісну роботу.

У роботі [6] за допомогою методу рою часточок PSO отримано коефіцієнти лінійно-квадратичного регулятора та регулятора, який мінімізує середньоквадратичне значення похибки швидкості руху крана. Аналіз результатів показав вищу швидкодію останнього регулятора.

Аналогічний підхід застосовано у роботі [7]. Однак, модель динамічної системи дещо інша – вона відповідає подвійному рухомому маятнику. Метод PSO автори використали для знаходження шести (за розмірністю фазового вектора системи) коефіцієнтів лінійно-квадратичного регулятора.

Зазначимо, що більшість проаналізованих робіт включають нелінійні моделі системи „кран-вантаж”, що, на нашу думку, не є необхідним. В практиці експлуатації вантажопідйомних кранів амплітуди коливань вантажу не перевищують 12° , що дає підстави для лінеаризації математичної моделі руху крана із вантажем на гнучкому підвісі [8]. Крім того, значна частина результатів, які проаналізовані вище, відносяться до лабораторних моделей кранів. Вони не в повній мірі відповідають тим обмеженням, які зустрічаються на практиці. Це, зокрема, відноситься до швидкості наростання рушійного зусилля. Пояснимо це твердження. Для реалізації оптимального керування у кранових механізмах дуже часто використовуються асинхронні частотно-керовані приводи. Значна швидкість наростання рушійного зусилля, або пропорційного йому електромагнітного моменту приводу, вимагає прикладання до обмоток двигуна значних напруг. Очевидно, що це не може бути виконано із використанням частотних перетворювачів, навіть тих, які розроблені під задачі керування механізмами вантажопідйомних кранів.

Таким чином, задачі синтезу оптимального керування рухом крана з метою усунення маятникових коливань вантажу є актуальним науково-прикладним напрямом. Його поточний стан відображає сучасні тренди світової науки, які полягають у застосуванні штучних нейронних мереж, метаевристичних методів оптимізації та інших методів „м'яких” обчислень [9].

Мета досліджень

Мета дослідження полягає у синтезі оптимального керування рухом динамічної системи „кран-вантаж” у вигляді зворотного зв'язку. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі: 1) виконати постановку задачі навчання оптимального нейнорегулятора для цілей керування рухом вантажопідйомного крана із вантажем на гнучкому

підвісі; 2) звести вихідну задачу до задачі безумовної оптимізації; 3) розв'язати задачу за допомогою методу ME-D-PSO; 4) провести аналіз отриманого розв'язку та вказати перспективи подальших досліджень у даному напрямку.

Результати досліджень

Для проведення досліджень використаємо двомасову динамічну модель системи „кран-вантаж”, яка показана на рис. 1.

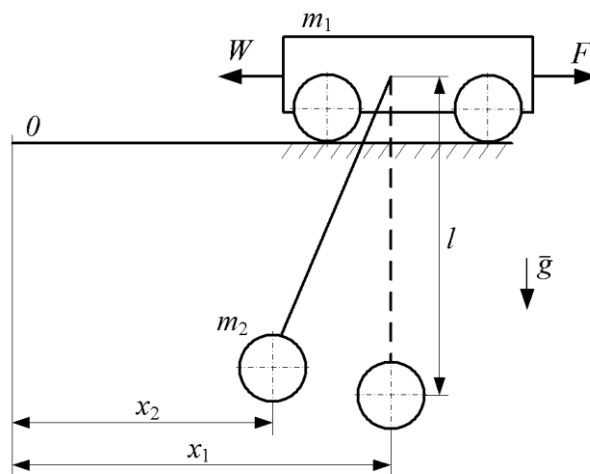


Рис. 1. Динамічна модель системи „кран-вантаж”, яка використана у розрахунках.

Fig. 1. Dynamical model of the system „crane-load”, which has been used in the calculations.

Зазначимо, що застосування моделі (рис. 1) для задач аналізу маятникових коливань вантажу та синтезу оптимальних керувань краном, які дозволяють їх усувати, є загальноприйнятими [8].

Рух зведених мас даної системи описується системою диференціальних рівнянь:

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

де m_1 та m_2 – зведені маси крана та вантажу відповідно; x_1 та x_2 – узагальнені координати зведених мас m_1 та m_2 відповідно; l – довжина гнучкого підвісу; F – рушійне зусилля приводу; W – сила статичного опору переміщення крана.

Система керування рухом крана повинна забезпечити розгін крана зі стану спокою до певної (наперед заданої) усталеної швидкості та усунення коливань вантажу в кінці розгону. Математично ці умови записуються таким чином:

$$\begin{cases} x_1(0) = \dot{x}_1(0) = x_2(0) = \dot{x}_2(0) = 0; \\ x_1(t_s) = x_2(t_s); \quad \dot{x}_1(t_s) = \dot{x}_2(t_s) = v, \end{cases} \quad (2)$$

де v – номінальна (усталена) швидкість руху крана; t_s – тривалість розгону крана. Вкажемо також обмеження, які накладаються на рух системи. Вони обумовлені перевантажувальною здатністю двигуна механізму переміщення крана (обмеження на величину рушійного зусилля) та обмеженою напругою його

живлення (вона зумовлює обмеження на швидкість зміни рушійного зусилля). Ці обмеження записуються таким чином:

$$\begin{cases} F_{\min} \leq F \leq F_{\max}; \\ \dot{F}_{\min} \leq \dot{F} \leq \dot{F}_{\max}, \end{cases} \quad (3)$$

де $F_{\min}$ та $F_{\max}$ – відповідно максимальне та мінімальне значення рушійних зусиль приводу; $\dot{F}_{\min}$ та $\dot{F}_{\max}$ – відповідно максимальне та мінімальне значення швидкостей зміни рушійних зусиль приводу. У загальному випадку величини $F_{\min}$ та $F_{\max}$ і $\dot{F}_{\min}$ та $\dot{F}_{\max}$ різні за величинами.

Задамо також обмеження на перерегулювання швидкості руху крана:

$$\dot{x}_1 \leq v. \quad (4)$$

Система керування повинна забезпечити вказані умови (2)–(4). Однак, існує безліч таких керувань, які відповідають умовам (2)–(4). Для того, щоб серед цієї множини обрати одне, необхідно задати критерієм оптимізації. У даній задачі запишемо його у такому вигляді:

$$Cr = \delta_1 \delta_t t_s + (1 - \delta_1) \delta_P \sqrt{t_s^{-1} \int_0^{t_s} P_{dyn}^2 dt} = \delta_1 \delta_t t_s + (1 - \delta_1) \delta_P \sqrt{t_s^{-1} \int_0^{t_s} (m_1 \ddot{x}_1 \dot{x}_1 + m_2 \ddot{x}_2 \dot{x}_1)^2 dt} \rightarrow \min, \quad (5)$$

де P_{dyn} – динамічна складова потужності приводу; δ_1 – ваговий коефіцієнт, який показує важливість зменшення тривалості розгону крана; δ_t та δ_P – коефіцієнти, які зводять відповідні доданки критерію (5) до безрозмірного вигляду.

У даній задачі оптимізаційним критерієм виступає комплексний показник, який на компромісній основі відображає тривалість розгону та середньоквадратичне значення динамічної складової потужності приводу. Тобто керування повинно відповідати швидкодії системи та високій енергоефективності її руху.

Всі подальші розрахунки проведені для вантажопідйомного крана із такими параметрами: $m_1=42000$ кг, $m_2=25000$ кг, $l=5$ м, $v=1,2$ м/с, $F_{\min}=0$ Н, $F_{\max}=56250$ Н, $\dot{F}_{\min}=-400$ кН/с, $\dot{F}_{\max}=400$ кН/с; $W=6573$ Н, $\delta_1=0,5$, $\delta_t=0,176$ Гц, $\delta_P=0,00004$ Вт⁻¹.

Величина δ_1 показує, що вимоги мінімізації тривалості розгону та середньоквадратичного значення потужності приводу крана у постановці задачі є рівнозначними. Величина коефіцієнта δ_t рівна частоті вільних коливань рухомого маятника, а величина δ_P – обернено пропорційна номінальній потужності приводу механізму переміщення крана.

Відмітимо, що у постановці задачі використані несиметричні обмеження на величину рушійного зусилля: нижня границя допустимої величини рушійного зусилля відповідає вимкненому двигуну приводу крана.

Таким чином, задача (1)–(5) є нелінійною, через нелінійність критерію (5). До того ж вона ускладнена обмеженнями (3)–(4). Для того, щоб знайти її розв’язок використаємо апроксиматор оператора функції

рушійного зусилля $F=F(\dot{x}_1, \Delta x, \Delta \dot{x})$. У цьому виразі позначення Δx та $\Delta \dot{x}$ відповідають різницям відповідно положень і швидкостей крана і вантажу. Відомо [10], що одним із найпотужніших апроксиматорів функцій є штучна нейронна мережа. Тому використаємо у даному дослідженні нейронну мережу прямого поширення із трьома входами (за кількістю фазових координат системи $\dot{x}_1, \Delta x, \Delta \dot{x}$), одним виходом (вона відповідає величині F), одним прихованим шаром з п’ятьма нейронами в ньому. Кожен нейрон характеризується активаційною функцією арктангенс. Нейронна мережа є повнозв’язною, а на кожен нерон також подається сигнал біаса (зміщення).

Таким чином, задача синтезу керування у вигляді зворотного зв’язку полягає у навчанні нейронної мережі, тобто визначенні компонентів тензора ваг і матриці біасів. Загалом необхідно було визначити 20 ваг і 6 біасів штучної нейронної мережі.

Для того, щоб отримати такі значення компонентів тензора ваг і матриці біасів нейронної мережі, які відповідають умовам задачі (1)–(5), використаємо модифікацію методу рою часточок ME-D-PSO [11–13]. Кількість ітерацій алгоритму прийме рівню 500. Кількість часточок в рої – 30.

Результат навчання нейронної мережі можна проілюструвати за допомогою графіка зменшення величини критерію (5) (рис. 2). Цей графік, що побудовано у логарифмічних шкалах, показує процес поступового зменшення величини Cr . При цьому величини ваг та біасів нейронної мережі підбираються таким чином, щоб забезпечити умови задачі (1)–(5). Про це свідчить поступове зменшення величини критерію Cr .

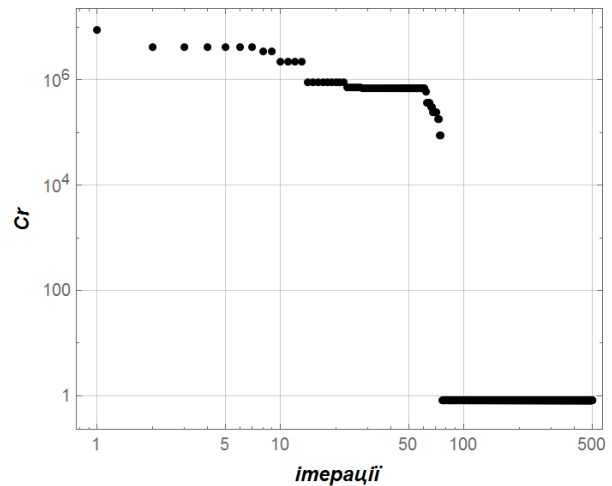


Рис. 2. Величина оптимізаційного критерію Cr протягом процедури навчання штучної нейронної мережі.

Fig. 2. Value of optimization criterion Cr during artificial neural network training.

У результаті отримано такі значення компонентів критерію (5): $t_s=5,16$ с, $\sqrt{t_s^{-1} \int_0^{t_s} P_{dyn}^2 dt}=17516$ Вт.

Отримані величини ваг і біасів представимо у вигляді трьох матриць і одного скаляра:

- 1) матриця ваг прихованого шару $\begin{bmatrix} 0,692 & -1,9997 & 0,337 \\ -2,000 & 0,011 & -0,250 \\ -0,275 & 0,304 & 1,219 \\ 0,303 & 0,229 & -1,129 \\ 1,319 & -1,238 & -1,781 \end{bmatrix}$;
- 2) матриця ваг вихідного шару (один нейрон) $\begin{bmatrix} 0,411 \\ 1,789 \\ -1,976 \\ -0,843 \\ 0,053 \end{bmatrix}$;
- 3) матриця біасів прихованого шару $[0,567 \ 0,818 \ 1,954 \ -1,415 \ -1,360]$;
- 4) скаляр-біас вихідного шару (один нейрон) $-0,132$.

Для того, щоб проілюструвати отримані результати наведемо графіки функцій (рис. 3).

З рис. 3, а видно, що рушійне зусилля протягом розгону крана досягає верхньої границі, але не перетинає її. Це забезпечує перевантажувальну здатність приводу механізму переміщення крана.

Аналізуючи графік, що показано на рис. 3, а, приходимо до висновку, що наростання та спад рушійного зусилля відбувається з певним темпом, тобто без розривів першого роду. Це позитивно відобразиться на динаміці керування, а також робить реалізацію керування можливою засобами асинхронного частотно-керуваного електроприводу.

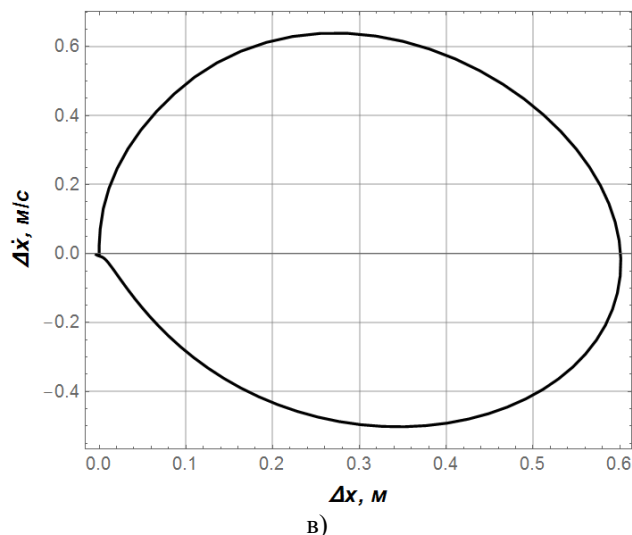
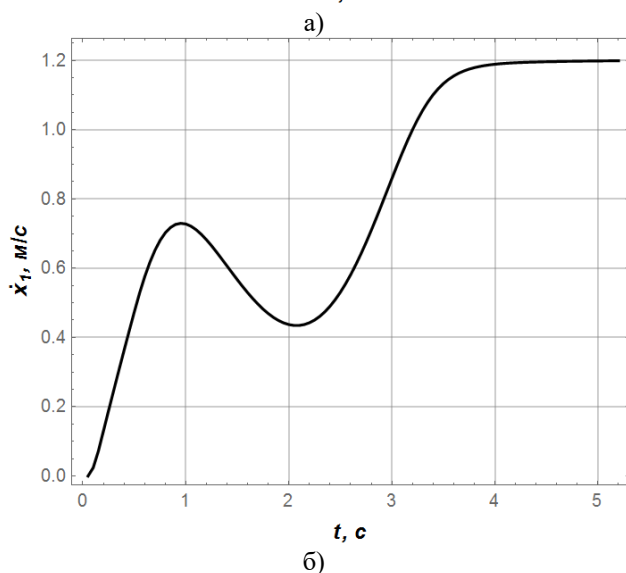
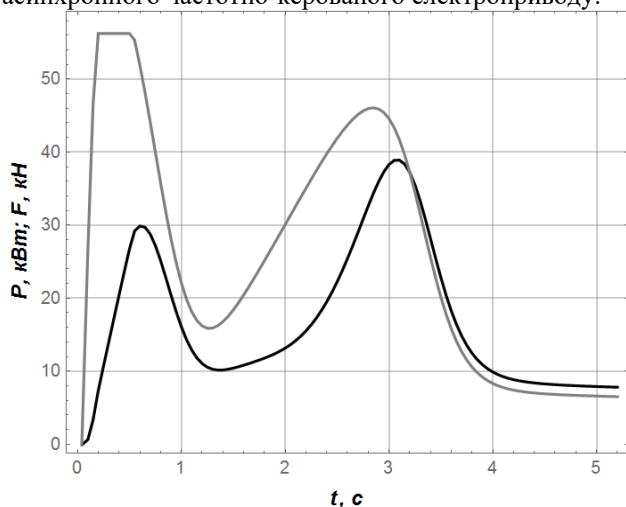


Рис. 3. Графіки функцій, які відповідають оптимальному керуванню: а) потужність приводу механізму переміщення крана (чорний графік) та рушійне зусилля приводу (сірий графік); б) швидкість переміщення крана; в) фазовий портрет маятникових коливань вантажу.

Fig. 3. Plots of functions, which refer to optimal control: a) power of drive of the crane movement mechanism (black curve) and drive force (gray curve); b) velocity of the crane; c) phase portrait of the load oscillations.

Функція швидкості переміщення крана (рис. 3, б) є плавною, що не викликає значних динамічних навантажень у елементах приводу та металоконструкції крана.

Отримане оптимальне керування дозволяє усувати коливання вантажу, що підтверджується фазовим портретом (рис. 3, в).

Крім того, було розраховано основні оціночні показники руху системи при оптимальному керуванні, які наведено у табл. 1.

Таблиця 1. Оціночні показники оптимального керування рухом крана.

Table 1. Estimation indexes of crane movement optimal control.

Показник		Одиниця	Значення
Максимальне значення	Потужність приводу	Вт	38906
	Рушійне зусилля	Н	56250
	Амплітуда коливань вантажу	м	0,601
Середньоквадратичне значення	Потужність приводу	Вт	17516
	Рушійне зусилля	Н	25967
	Відхилення канату з вантажем від вертикалі	м	0,198

Аналіз даних, які наведено у табл. 1, показує, що оптимальне керування забезпечує прийнятні, з точки

зору практичної реалізації, показники руху крана протягом розгону.

Таким чином, застосування штучної нейронної мережі в сукупності з метаевристичним методом оптимізації ME-D-PSO, який був використаний для її навчання, дав змогу отримати розв’язок досить складної задачі оптимального керування.

Подальші дослідження у даній сфері полягають у модифікації постановочної частини задачі оптимального керування рухом крана, застосуванні інших типів нейронних мереж (наприклад, на основі радіально-базисних функцій) для синтезу нейрорегулятора руху крана, проведенні порівняльного аналізу для встановлення найбільш ефективних підходів щодо розв’язання подібних задач, дослідженні робастності отриманих керувань та встановленні меж стійкості керувань тощо.

Висновки

1. У дослідженні виконано постановку задачі оптимального керування рухом системи „кран-вантаж” у вигляді зворотного зв’язку, яка включає: математичну модель системи, крайові умови, обмеження та оптимізаційний критерій.

2. Для заходження розв’язку задачі використано штучну нейронну мережу прямого поширення, яка включена у контур регулювання рушійного зусилля, що діє на кран. Вектор вхідних змінних нейронної мережі відповідає фазовим координатам динамічної системи. Таким чином, вихідну задачу було зведено до задачі навчання нейронної мережі.

3. Із використанням метаевристичного методу ME-D-PSO знайдено ваги та біаси нейронної мережі, які забезпечують умови задачі оптимального керування рухом системи „кран-вантаж”.

4. Аналіз отриманого керування показав плавність зміни основних кінематичних, динамічних та енергетичних характеристик системи, а розраховані оціночні показники дали змогу підтвердити можливість реалізації оптимального керування засобами частотно-керуваного електроприводу.

Список літератури

1. Wang D., He H., Liu D. Intelligent Optimal Control With Critic Learning for a Nonlinear Overhead Crane System. *IEEE Transactions on Industrial Informatics*. 2018. Vol. 14(7), P. 2932-2940. doi: 10.1109/tii.2017.2771256.
2. Wang D., He H., Liu D. Adaptive Critic Nonlinear Robust Control: A Survey. *IEEE Transactions on Cybernetics*. 2017. Vol. 47(10). P. 3429-3451. doi: 10.1109/tyb.2017.2712188.
3. Das S., Dhalmahapatra K., Maroo P., Maiti J. A self-tuning neuromorphic controller to minimize swing angle for overhead cranes. 4th International Conference on Recent Advances in Information Technology (RAIT). 2018. doi: 10.1109/rait.2018.8388978.
4. Zhang X., Xue R., Yang Y., Cheng L., Fang Y. Learning Time-optimal Anti-Swing Trajectories for Overhead Crane Systems. *Lecture Notes in Computer Science*. 2016. P. 338-345. doi:10.1007/978-3-319-40663-3_39.

5. Choudhury S., Mishra R., Mishra R. G., Kumar A. Intelligent Communication, Control and Devices. *Advances in Intelligent Systems and Computing*. 2020. doi: 10.1007/978-981-13-8618-3.

6. Doktian J., Pongyart W., Vanichchanunt P. Passivity-Based Approach for Overhead Crane Anti-Sway Controller Design. *Research, Invention, and Innovation Congress (RI2C)*. 2019. doi: 10.1109/ri2c48728.2019.8999961.

7. Abdulhamid I. B., Muhammad M., Khaleel A. I. Control of a Double Pendulum Crane System Using PSO-Tuned LQR. 2nd International Conference of the IEEE Nigeria Computer Chapter (NigeriaComputConf). 2019. doi: 10.1109/nigeriacomputconf45974.2019.8949631.

8. Romasevych Y., Loveikin V., Stekhno O. Closed-loop optimal control of a system Trolley – Payload. *UPB Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering*. 2019. Vol. 81(2). P. 3-12.

9. Engelbrecht Andries P. Computational intelligence: an introduction. 2nd ed. John Wiley & Sons Ltd. 2007. 597 p.

10. Cybenko G. Approximations by superpositions of sigmoidal functions. *Mathematics of Control, Signals, and Systems*. 1989. Vol. 2(4). P. 303-314. doi: 10.1007/BF02551274.

11. Romasevych Y., Loveikin V., Makarets V. Optimal constrained tuning of PI-controllers via a new PSO-based technique. *International Journal of Swarm Intelligence Research*. 2020. Vol. 11(4). P. 87-105.

12. Loveikin V., Romasevych Y., Shymko L., Ohienko M., Duczmal W., Potwora W., Titova L., Rogovskii I. *Agrotronics and optimal control of cranes and hoisting machines: monograph*. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 2020. 164 p.

13. Babilya, M.I., Shender, I.O., Pogodin, A.I., Bilanych, V.S., & Studenyak, I.P. *Studeniyak Mechanical Properties of Superionic Composites Based on (Cu1-xAgx)7Si5S11*. *Scientific Herald of Uzhhorod University. Series "Physics"*. 2020. Vol 48. P. 7-13

References

1. Wang D., He H., Liu D. (2018). Intelligent Optimal Control With Critic Learning for a Nonlinear Overhead Crane System. *IEEE Transactions on Industrial Informatics*. 14(7). 2932-2940. doi: 10.1109/tii.2017.2771256.
2. Wang D., He H., Liu D. (2017). Adaptive Critic Nonlinear Robust Control: A Survey. *IEEE Transactions on Cybernetics*. 47(10). 3429-3451. doi: 10.1109/tyb.2017.2712188.
3. Das S., Dhalmahapatra K., Maroo P., Maiti J. (2018). A self-tuning neuromorphic controller to minimize swing angle for overhead cranes. 4th International Conference on Recent Advances in Information Technology (RAIT). doi: 10.1109/rait.2018.8388978.
4. Zhang X., Xue R., Yang Y., Cheng L., Fang Y. (2016). Learning Time-optimal Anti-Swing Trajectories for Overhead Crane Systems. *Lecture Notes in Computer Science*. 338-345. doi: 10.1007/978-3-319-40663-3_39.
5. Choudhury S., Mishra R., Mishra R. G., Kumar A. (2020). Intelligent Communication, Control and Devices. *Advances in Intelligent Systems and Computing*. doi: 10.1007/978-981-13-8618-3.

6. Doktian J., Pongyart W., Vanichchanunt P. (2019). Passivity-Based Approach for Overhead Crane Anti-Sway Controller Design. Research, Invention, and Innovation Congress (RI2C). doi: 10.1109/ri2c48728.2019.8999961.
7. Abdulhamid I. B., Muhammad M., Khaleel A. I. (2019). Control of a Double Pendulum Crane System Using PSO-Tuned LQR. 2nd International Conference of the IEEE Nigeria Computer Chapter (Nigeria Comput Conf). doi: 10.1109/nigeriacomputconf45974.2019.8949631.
8. Romasevych Y., Loveikin V., Stekhno O. (2019). Closed-loop optimal control of a system Trolley – Payload. UPB Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering. 81(2). 3-12.
9. Engelbrecht Andries P. (2007). Computational intelligence: an introduction. 2nd ed. John Wiley & Sons Ltd. 597.
10. Cybenko G. (1989). Approximations by superpositions of sigmoidal functions. Mathematics of Control, Signals, and Systems. 2(4). 303-314. doi: 10.1007/BF02551274.
11. Romasevych Y., Loveikin V., Makarets V. (2020). Optimal constrained tuning of PI-controllers via a new PSO-based technique. International Journal of Swarm Intelligence Research. 11(4). 87-105.
12. Loveikin V., Romasevych Y., Shymko L., Ohiienko M., Duczmal W., Potwora W., Titova L., Rogovskii I. (2020). Agrotechnics and optimal control of cranes and hoisting machines: monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 164.
13. Babilya, M.I., Shender, I.O., Pogodin, A.I., Bilanych, V.S., & Studenyak, I.P. (2020). Mechanical Properties of Superionic Composites Based on (Cu1-xAgx)7Si5I. Scientific Herald of Uzhhorod University. Series "Physics", (48), 7-13

СИНТЕЗ ОПТИМАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ СИСТЕМОЙ „КРАН-ГРУЗ” В ВИДЕ ОБРАТНОЙ СВЯЗИ

Ю. А. Ромасевич, В. С. Ловеikin,
В. В. Макарець, А. С. Поночовний

Аннотация. В статье разработан подход к синтезу оптимального управления движением динамической системы „кран-груз” для задачи устранения колебаний груза. В основу подхода положена искусственная нейронная сеть, обучение которой проведено с использованием метаэвристического метода ME-D-PSO по парадигме обучения „с подкреплением”. Все расчеты приведены для режима разгона крана с грузом на гибком подвесе. Оптимизационным критерием выступал комплексный показатель, учитывающий быстродействие системы и среднее значение динамической составляющей мощности. Кроме того, на движение системы наложено кинематическое и динамические ограничения, вызванные ограниченностью возможностей частотно-управляемого привода механизма перемещения крана.

Сущность разработанного в статье подхода заключается в поиске минимума оптимизационного критерия в пространстве весов и биасов искусственной нейронной сети, которые, кроме того, удовлетворяют краевым условиям движения системы и наложенным ограничениям.

Полученный в ходе выполнения расчетов тензор весов и матрица биасов нейронной сети позволяет обеспечить все исходные условия задачи. Результаты проиллюстрированы с помощью графических зависимостей кинематических, энергетических и динамических характеристик движения динамической системы. Кроме того, проведен расчет оценочных показателей: максимальных и среднеквадратичных величин мощности, движущего усилия, колебаний груза.

В конечной части статьи приведены перспективы дальнейших исследований в данном направлении.

Ключевые слова: грузоподъемный кран, оптимальное управление, искусственная нейронная сеть, колебания груза.

SYNTHESIS OF OPTIMAL CLOSED-LOOP CONTROL OF THE SYSTEM „CRANE-LOAD” IN FORM OF FEEDBACK

Yu. O. Romasevych, V. S. Loveikin,
V. V. Makarets, A. S. Ponochozny

Abstract. The article develops an approach to the synthesis of optimal motion control of the dynamic system „crane-load” for the problem of eliminating load oscillations. The approach is based on an artificial neural network. Its training was conducted by using the metaheuristic method ME-D-PSO via the reinforcement learning paradigm. All calculations are given for the mode of acceleration of the crane with a load on a flexible suspension. The optimization criterion was a complex indicator that takes into account the duration of the system motion and the RMS value of the dynamic component of drive power. In addition, there are kinematic and dynamic constraints in the problem statement, which are caused by the limited features of the frequency-controlled drive of the crane movement mechanism.

The essence of the approach developed in the article is connected with finding the optimization criterion minimum in the space of weights and biases of an artificial neural network, which, in addition, satisfy the boundary conditions of the system and the imposed constraints.

The weight tensor and the bias matrix of the neural network have been obtained during the calculations. They satisfy all of the conditions of the problem. The results are illustrated by graphical dependences of kinematic, energetic and dynamic characteristics of the dynamic system motion. In addition, the calculation of estimated indicators are given: maximum and RMS values of power, driving force, and load oscillations.

The final part of the article presents the prospects for further research in the area.

Key words: crane, optimal control, artificial neural network, load oscillations.

Ю. О. Ромасевич ORCID 0000-0001-5069-5929.

В. С. Ловеikin ORCID 0000-0003-4259-3900.

В. В. Макарець ORCID 0000-0002-9116-0784.

А. С. Поночовний ORCID 0000-0002-7327-9474.

УДК 621.664: 669.01(075)

МОДЕЛЮВАННЯ РІДКОТЕКУЧОСТІ ТА ГУСТИНИ ЛИВАРНИХ СТАЛЕЙ

Є. Г. Афтандіянец, М. М. Круглій

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття зі спеціальності: 131 – прикладна механіка.

Кореспонденція авторів: aftyev@yahoo.com

Історія статті: отримано – листопад 2020, акцептовано – грудень 2020.

Бібл. 9, рис. 4, табл. 0.

Анотація. В результаті аналізу процесу формування рідкотекучості та умов живлення виливків при охолодженні після тверднення теоретично обґрунтовано та експериментально підтверджено, що їх рівень визначається дисперсністю дендритної структури, величиною перегріву розплаву над температурою ліквідусу, а також властивостями рідкого металу, теплопровідністю стали при температурі солідусу, теплою і інтервалом кристалізації.

Встановлено кількісні закономірності такого впливу, які з ймовірністю не менше 95% і високим ступенем достовірності ($R = 0,709-0,837$; $\delta = 1,2 - 13,8\%$) описують реальний процес.

У статті показано, що по збільшенню ефективності впливу інтегральних факторів на рідкотекучість конструкційних сталей їх можна розташувати в наступній послідовності: теплофізичні умови тверднення, дисперсність дендритної структури, властивості рідкого металу. При цьому з ростом перегріву розплаву над температурою ліквідусу, теплоти кристалізації і дисперсності дендритної структури відбувається зростання рідкотекучості, збільшення ж значень інших факторів призводить до зворотного ефекту. За питомою ефективністю збільшення рідкотекучості легуючі елементи можна розташувати в наступній послідовності: Si, Cr, Mn, C, V, N, V+N.

Результатами виконаних досліджень показано, що по ефективності впливу розглянутих факторів на густину стали їх можна розташувати в наступній послідовності: дисперсність дендритної структури, властивості рідкого металу і теплофізичні умови затвердіння. Вплив легуючих елементів на ці параметри такі, що спостерігається складна багатоекстремальна зміна густини при легуванні стали. Загальна тенденція така, що вуглець і хром знижують, а кремній, марганець, ванадій, азот і спільне легування азотом і ванадієм підвищують густину стали. Щодо збільшення питомої ефективності зміни густини легуючі елементи можна розташувати в наступній послідовності: V, Cr, Mn, Si, N, N+V, C.

Ключові слова: сталь, рідкотекучість, хімічний склад, температура, густина, виливка, дендритна структура.

Постановка проблеми

Якість сталевих виливків визначається не тільки фізико-механічними властивостями сталей, а й такими ливарними властивостями, як рідкотекучість, лінійна і об'ємна усадка, уявлення про які широко розглянуті в літературі, наприклад в монографіях Г. Ф. Баландіна, Б. Б. Гуляєва, В. А. Єфімова, А. М. Королькова, Ю. А. Нехендзі, І. І. Новикова, А. А. Рижикова та інших роботах [1-7].

Однак закономірності впливу властивостей рідкого розплаву, дисперсності дендритної структури і технологічних параметрів лиття вивчені недостатньо.

Аналіз останніх досліджень

Рідкотекучість характеризує здатність розплаву заповнювати порожнину ливарної форми. Найбільш вірогідно порівняльну оцінку рідкотекучості сталей характеризує умовна рідкотекучість, яка визначається при однаковому перегріві над температурою ліквідусу [2]. При постійних матеріалі форми, гідрравлічних і теплофізичних умовах заповнення рідкотекучість стали залежить від швидкості руху розплаву і часу утворення каркаса твердої фази, які в свою чергу залежать від властивостей рідкого металу і закономірності його кристалізації.

При наскрізній транскристалізації каркас твердої фази може утворюватися внаслідок стикування стовпчастих кристалітів, що ростуть від стінок форми, в тих ділянках, куди метал надходить зі знятим перегрівом. У разі ж послідовно – об'ємної кристалізації в потоці розплаву є дрібні кристалики. Вони виносяться в вершину потоку і беруть участь в утворенні суцільного твердо-рідкого каркаса, який зупиняє рух металу, ще до стикування кристалітів, що ростуть від стінок форми.

При легуванні і модифікуванні конструкційної сталі відбувається зміна таких теплофізичних

параметрів процесу затвердіння, як температура ліквідусу ($t_{\text{л}}$), теплота кристалізації ($q_{\text{кр}}$) і теплопровідність сталі (λ), що роблять істотний вплив на рідкотекучість металу. Отже, при дослідженні впливу елементів на рідкотекучість конструкційної сталі необхідно основну увагу приділити зміни ними властивостей рідкого металу, теплофізичних параметрів затвердіння і дисперсності дендритних структури, оскільки саме ці характеристики в першу чергу визначають рівень рідкотекучості металу. Усадкова пористість формується в місцях зрощення суміжних кристалітів і в міжгілкових ділянках дендритів і визначається гідродинамічними умовами масопереносу і фільтрації [1–8].

Найбільш сприятливі умови для гідродинамічного масоперенесення розплаву до фронту затвердіння мають місце при транскристалізації. Тільки в разі наскрізний транскристалізації при стикуванні стовпчастих кристалітів, що ростуть від протилежних стінок форми, умови живлення різко погіршуються і відбувається значний розвиток усадочної пористості [9]. У зоні об'ємної кристалізації умови гідродинамічного живлення металу, що твердіє менш сприятливі, так як можлива ізоляція окремих обсягів металу в рідко-твердому і твердо-рідкому станах від живильного розплаву. Проте, перевага зазвичай віддається рівновісній структурі в зв'язку з більш хаотичним розподілом пір.

Підвищення в'язкості і густини розплаву, а також зменшення міжгілкових відстаней призводить до погіршення умов гідродинамічного живлення міжгілкових ділянок. Разом з тим зі збільшенням поверхневого натягу на границі рідкої і твердої фаз і зі зменшенням міжгілкових відстаней зростає проникаюча сила капілярного масопереносу в скелет напівзатверділого металу. [3]. При обох способах масопереносу умови живлення поліпшуються в міру зменшення розмірів первинних кристалітів. Зменшення міжгілкових відстаней створює передумови до формування більш дрібних усадкових пір, оскільки менша кількість рідкої фази кристалізується в замкнутому міжгілковому просторі.

Істотний вплив на розвиток усадочної пористості надають температурні умови заливки і теплофізичні параметри затвердіння виливків. Отже, вплив хімічного складу сталі на розвиток в виливках усадкової пористості має бути пов'язано в першу чергу зі зміною ними властивостей рідкого металу, теплофізичних умов тверднення і дисперсності дендритної структури.

Аналіз вищенаведених результатів показує, що для ефективного управління процесом отримання якісних виливків необхідно досліджувати вплив властивостей рідкого металу, теплофізичних умов тверднення і дисперсності дендритної структури на рідкотекучість і густину виливків.

Мета досліджень

Метою даної роботи є:

1. Дослідження впливу дисперсності дендритної структури, величини перегріву розплаву над

температурою ліквідусу, властивостей рідкого металу, теплопровідності сталі при температурі солідусу, теплоти і інтервалу кристалізації на рідкотекучість і умови живлення виливків при охолодженні після тверднення.

2. Розробка фізико-математичних моделей рідкотекучості та густини ливарних сталей

Результати досліджень

Конструкційні сталі виплавляли в 160 кг індукційної печі з основною футеровкою.

Кількісну закономірність рідкотекучості конструкційних сталей, що містять від 0,2 до 0,37% масової частки вуглецю; 0,97-3,2 кремнію; 0,54-3,35 марганцю; 0,79-3,09 хрому; до 0,26 ванадію; 0,005-0,031 азоту, визначали в залежності від величини перегріву розплаву над температурою ліквідусу ($\Delta t_{\text{л}}$), теплоти кристалізації ($q_{\text{кр}}$), щільності (ρ), кінематичної в'язкості (ν) і поверхневого натягу (σ) розплаву, довжини стовпчастих ($l_{\text{ст}}$) і дезорієнтованих ($l_{\text{д}}$) дендритів, а також теплопровідності сталі при температурі солідусу ($\lambda_{\text{с}}$).

Рідкотекучість визначали методом вакуумного всмоктування розплаву в інтервалі температур від 1500 до 1650 °С в кварцові трубки діаметром 3 мм при розрідженні $0,03 \pm 7 \cdot 10^{-4}$ МПа шляхом заміру довжини металу, котрий заповнив трубку (l). Похибка вимірювання довжини становила $\pm 0,5$ мм.

З огляду на те, що між пористістю і густиною металу існує зворотна кореляція, визначили кількісну закономірність впливу таких властивостей рідкого металу, як густина (ρ), поверхневий натяг між рідкої і твердої фазами ($\sigma_{\text{жт}} = 0,33\sigma_{\text{ж}}$), динамічна в'язкість (η) і теплофізичних умов затвердіння (перегрів над температурою ліквідусу ($\Delta t_{\text{л}}$), інтервал кристалізації ($\Delta t_{\text{кр}}$), теплота кристалізації ($q_{\text{кр}}$) і теплопровідність сталі при температурі солідусу ($\lambda_{\text{с}}$), і дисперсності дендритної структури на густину конструкційних сталей, що містять від 0,19 до 0,42% масової частки вуглецю; 0,83 - 3,51 - марганцю; 0,9 - 3,52 - хрому; 0,012 - 0,041 - сірки; 0,004 - 0,025 - фосфора; 0,005 - 0,038 - азоту; до 0,33 ванадію.

Густину визначали методом гідростатичного зважування зразків діаметром 5 мм, довжиною 10 мм, вирізаних з живильника технологічної проби, в напрямку перпендикулярному руху розплаву при заповненні живильника в процесі заливки металу, нагрітого до 1600 °С, в керамічні форми.

Регресійний аналіз результатів дослідження рідкотекучості показав, що рідкотекучість конструкційної сталі визначається наступною залежністю:

$$l = 82,5 + 55,91 \cdot l_{\text{ст}} - 12,11 \cdot l_{\text{ст}}^2 - 5,31 \cdot 10^{-3} \cdot \sigma \cdot \rho \cdot \nu - 0,3794 \cdot \lambda_{\text{с}} \cdot l_{\text{ст}} \cdot l_{\text{д}} + 1,85 \cdot 10^{-4} \cdot \Delta t_{\text{л}} \cdot q_{\text{кр}} \quad (1)$$

$$R=0,837; \delta=13,8\%; F_p=32,4 > F_{\text{т}(95\%)} = 2,3.$$

Аналіз рівняння (1) показує, що за винятком розмірів зони стовпчастих дендритів вплив незалежних факторів на рідкотекучість стали значимо тільки при комплексній їх дії, пов'язаної зі зміною властивостей рідкого металу (ρ , ν , σ), теплоти

кристалізації ($\Delta t_{\text{л}}$, $q_{\text{кр}}$), теплопровідності при температурі солідусу і дисперсності дендритної структури ($\lambda_{\text{с}}$, $l_{\text{ст}}$, $l_{\text{д}}$). При цьому тільки з ростом перегріву розплаву над температурою ліквідусу ($\Delta t_{\text{л}}$) і теплоти кристалізації ($q_{\text{кр}}$) відбувається збільшення рідкотекучості конструкційної сталі, збільшення ж значень інших факторів, включених в рівняння 1, призводить до зворотного ефекту.

Щодо збільшення значимості комплексного впливу, визначеного за критерієм Стюдента, з імовірністю 90% ($t_{\text{кр}} = 1,70$) фактори можна розташувати в наступній послідовності: $\Delta t_{\text{л}} \cdot q_{\text{кр}}$ ($t_p = 1,76$), теплопровідність при температурі солідусу і дисперсність дендритної структури $\lambda_{\text{с}} \cdot l_{\text{ст}} \cdot l_{\text{д}}$ ($t_p = 1,82$), $l_{\text{ст}}$ ($t_p = 2,24$), $\rho \cdot v \cdot \sigma$ ($t_p = 10,94$). Отже, по зменшенню ефективності впливу, в відзначених межах зміни досліджуваних параметрів, можна виділити три основні групи чинників:

1. Властивості рідкого металу;
2. Дисперсність дендритної структури;
3. Теплофізичні умови тверднення.

Приймаючи за основу сталь 20ХГСЛ, визначили ефективність впливу елементів на зміну рідкотекучості конструкційних сталей при температурі заливання 1550 °С (рис. 1) і при різному перегрів над температурою ліквідусу (рис. 2).

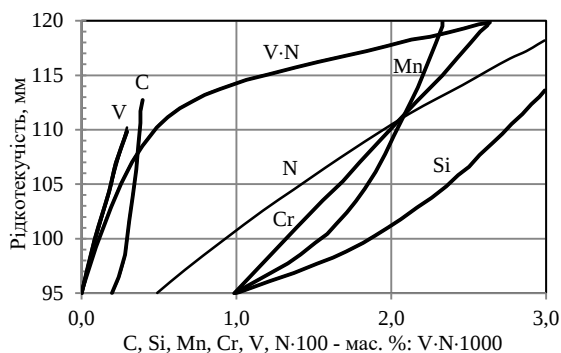


Рис. 1. Вплив елементів на рідкотекучість конструкційних сталей при температурі заливання 1550 °С. Базовий хімічний склад сталі (мас. частка %): C = 0,2; Si = 1,0; Mn = 1,0; Cr = 1,0; N = 0,006.

Fig. 1. The influence of contents of elements on the steel fluidity at pouring with 1550°C. The base is - steel containing 0.2% C, 1 Si, 1 Mn, 1 Cr.

Аналіз результатів досліджень показує, що вплив легуючих елементів на властивості рідкого металу, дисперсність дендритної структури і теплофізичні параметри тверднення таке, що за питомою ефективності збільшення рідкотекучості їх можна розташувати в наступній послідовності Si, Cr, Mn, C, V, N, V+N.

Видно, що найбільш ефективне підвищення рідкотекучості досягається при мікролегуванні сталі азотом і ванадієм. Зважаючи, що одночасно з цим відбувається диспергування первинної і вторинної структури мікролегування сталі азотом і ванадієм має бути одним з ефективних способів підвищення якості виливків з низько- і середньо легованих сталей.

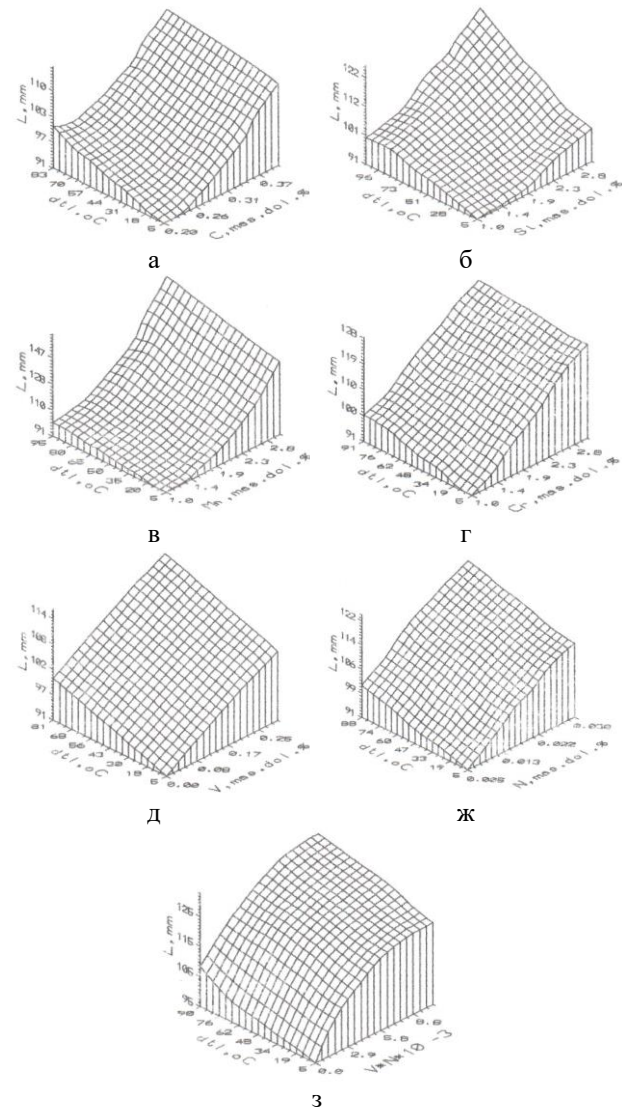


Рис. 2. Вплив вуглецю (а), кремнію (б), марганцю (в), хрому (г), ванадію (д), азоту (ж), ванадію та азоту (з) та перегріву над температурою ліквідусу на рідкотекучість конструкційних сталей. Базова сталь 20ХГСЛ.

Fig. 2. The influence of C (а), Si (б), Mn (в), Cr (г), V (д), N (ж), V+N (з) contents and overheating above liquidus temperature on the steel fluidity. The base is steel 20KhGSL.

Дослідження густини сталей показало, що густина конструкційних сталей з імовірністю 95% описується наступною залежністю:

$$\rho_{\text{тв}} = 0,99 - 0,172 \cdot l_{\text{ст}} \cdot \Delta_2 + 6,71 \cdot 10^{-6} \cdot \rho \cdot \sigma_{\text{жте}} - 0,015 \cdot l_{\text{д}} - 6,12 \cdot 10^{-5} \cdot \Delta t_{\text{л}} \cdot \Delta t_{\text{кр}} + 5,52 \cdot 10^{-6} \cdot \rho \cdot \sigma_{\text{жте}} / \eta, \quad (2)$$

$$R=0,709; \delta=1,2\%; F_p=7,29 > F_{\alpha(95\%)}=2,5.$$

Аналіз формули (2) показує, що збільшення тільки двох факторів густини і міжфазного натягу розплаву призводить до зменшення пористості і, як наслідок, до зростання густини сталі. У разі інших досліджених чинників спостерігається зворотна залежність або їх незначимість в межах дослідженої зміни. Щодо збільшення ефективності впливу чинники можна розташувати в наступній послідовності: дисперсність дендритної структури ($l_{\text{ст}}$, Δ_2 , $l_{\text{д}}$) властивості рідкого

металу (ρ , σ , η), теплофізичні умови тверднення ($\Delta t_{\text{л}}$, $\Delta t_{\text{кр}}$).

Приймаючи за основу сталь 20ХГСЛ, визначили вплив елементів на зміну густини металу, залитого при температурі заливки 1550 °С (рис. 3) і при різному перегрів над температурою ліквідус (рис. 4).

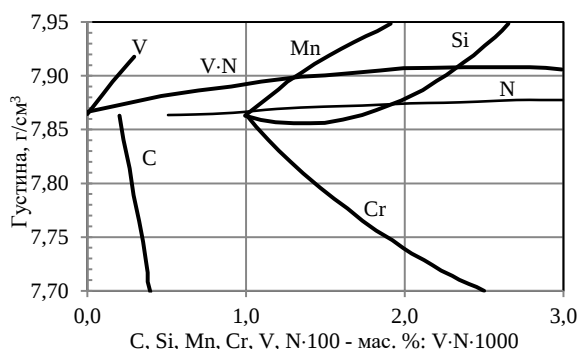


Рис. 3. Вплив елементів на густину конструкційних сталей при температурі заливання 1550 °С. Базовий хімічний склад сталі (мас. частка %): C = 0,2; Si = 1,0; Mn = 1,0; Cr = 1,0; N = 0,006.

Fig. 3. The influence of element contents on the steel density at pouring with 1550°C. The base is steel containing 0.2% C, 1 Si, 1 Mn, 1 Cr.

Видно, що вплив елементів на властивості рідкого металу, інтервал кристалізації, дисперсність дендритної структури і перегрів над температурою ліквідусу такий, що вуглець і хром в середньому знижують, а кремній, марганець, ванадій, азот і спільне легування азотом і ванадієм збільшує густину стали.

Однак при цьому необхідно відзначити існування численних локальних екстремумів, де зі збільшенням вмісту елемента густина може як збільшуватися, так і зменшуватися. В середньому по збільшенню питомої ефективності зміни густини легуючі елементи можна розташувати в наступній послідовності: V, Cr, Mn, Si, N+V, C.

Враховуючи, що зниження густини практично завжди супроводжується погіршенням технологічних і службових властивостей сталей, одним з найбільш перспективних, з точки зору густини, методів підвищення якості виливків є легування металу азотом або спільно азотом і ванадієм.

Висновки

1. В результаті аналізу процесу формування рідкотекучості та умов живлення виливків при охолодженні після тверднення теоретично обґрунтовано та експериментально підтверджено, що їх рівень визначається дисперсністю дендритної структури, величиною перегріву розплаву над температурою ліквідусу, а також властивостями рідкого металу, теплопровідністю стали при температурі солідусу, теплою і інтервалом кристалізації.

2. Встановлено кількісні закономірності такого впливу, які з ймовірністю не менше 95% і високим

ступенем достовірності ($R = 0,709-0,837$); $\delta = 1,2 - 13,8\%$) описують реальний процес.

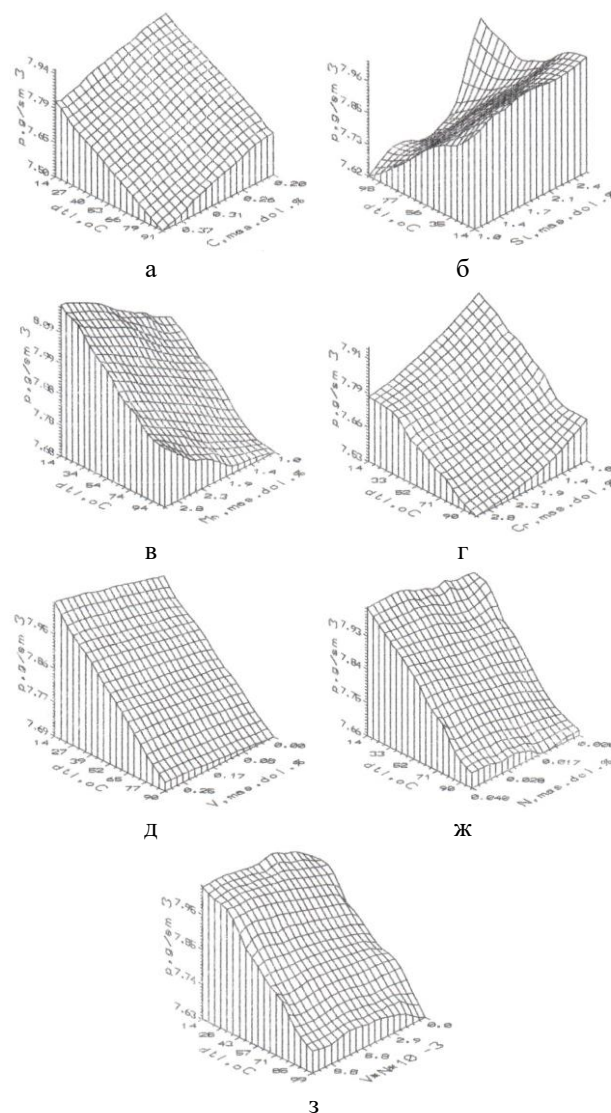


Рис. 4. Вплив вуглецю (а), кремнію (б), марганцю (в), хрому (г), ванадію (д), азоту (ж), ванадію та азоту (з) та перегріву над температурою ліквідус на густину конструкційних сталей. Базова сталь 20ХГСЛ.

Fig. 4. The influence of C (a), Si (б), Mn (в), Cr (г), V (д), N (ж), V+N (з) contents and overheating above liquidus temperature on the steel density. The base is steel 20KhGSL.

3. У статті показано, що по збільшенню ефективності впливу інтегральних факторів на рідкотекучість конструкційних сталей їх можна розташувати в наступній послідовності: теплофізичні умови тверднення, дисперсність дендритної структури, властивості рідкого металу. При цьому з ростом перегріву розплаву над температурою ліквідусу, теплоти кристалізації і дисперсності дендритної структури відбувається зростання рідкотекучості, збільшення ж значень інших факторів призводить до зворотного ефекту. За питомою ефективністю збільшення рідкотекучості легуючі елементи можна розташувати в наступній послідовності: Si, Cr, Mn, C, V, N, V+N.

4. Результатами виконаних досліджень показано, що по ефективності впливу розглянутих факторів на густину стали їх можна розташувати в наступній послідовності: дисперсність дендритної структури, властивості рідкого металу і теплофізичні умови затвердіння. Вплив легуючих елементів на ці параметри такі, що спостерігається складна багатоекстремальна зміна густини при легуванні стали. Загальна тенденція така, що вуглець і хром знижують, а кремній, марганець, ванадій, азот і спільне легування азотом і ванадієм підвищують густину стали. Щодо збільшення питомої ефективності зміни густини легуючі елементи можна розташувати в наступній послідовності: V, Cr, Mn, Si, N, N+V, C.

Список літератури

1. Zhi-ling Peng, Chun-gui Zhou. Research on modeling of nonlinear vibration isolation system based on Bouc-Wen model. *Defence Technology*. 2014. Vol. 10. P. 371-374.
2. Semenov M. E., Meleshenko P. A., Solovyov A. M., Semenov A. M. Hysteretic nonlinearity in inverted pendulum problem. *Springer Proceedings in Physics*. 2015. Vol. 168. P. 463-507.
3. Bernyk I., Nazarenko I., Luhovskyi O. Effect of rheological properties of materials on their treatment with ultrasonic cavitation. *Materials and technology*. 2018. Vol. 4 (52). P. 465-468.
4. Veklich A., Tmenova T., Zazimko O., Trach V., Lopatko K., Titova L., Boretskij V., Aftandiliants Y., Lopatko S., Rogovskiy I. Regulation of biological processes with complexions of metals produced by underwater spark discharge. *Springer Proceedings in Physics*. Book series Nanomaterials and Nanocomposites, Nanostructure Surfaces and Their Applications. Vol. 247. P. 283-306.
5. Nazarenko I., Dedov O., Bernyk I., Rogovskii I., Bondarenko A., Zapryvoda A., Titova L. Study of stability of modes and parameters of motion of vibrating machines for technological purpose. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. Vol. 6 (7-108). P. 71-79. doi: 10.15587/1729-4061.2020.217747.
6. Hrynkiv A., Rogovskii I., Aulin V., Lysenko S., Titova L., Zagurskiy O., Kolosok I. Development of a system for determining the informativeness of the diagnosing parameters of the cylinder-piston group of the diesel engines in operation. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. Vol. 3(105). P. 19-29.
7. Tmenova T., Valensi F., Veklich A., Cressault Y., Boretskij V., Lopatko K., Aftandilyant Y. Etude d'un arc impulsif immergé à l'aide de deux dispositifs expérimentaux. *Journal International de Technologie, de l'Innovation, de la Physique, de l'Energie et de l'Environnement*. 2017. Vol. 3. No 1. P. 2428-8500. doi: 10.18145/jitipee.v3i1.159.
8. Loveikin V., Romasevych Y., Shymko L., Ohienko M., Duczmal W., Potwora W., Titova L., Rogovskii I. Agrotechnics and optimal control of cranes and hoisting machines: monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 2020. 164 p.
9. Babilya, M.I., Shender, I.O., Pogodin, A.I., Bilanych, V.S., & Studenyak, I.P. *Studeniyak Mechanical Properties of Superionic Composites Based on (Cu_{1-x}Ag_x)₇Si₅Si*. Scientific Herald of Uzhhorod University. Series "Physics". 2020. Vol 48. P. 7-13.

References

1. Zhi-ling Peng, Chun-gui Zhou. (2014). Research on modeling of nonlinear vibration isolation system based on Bouc-Wen model. *Defence Technology*. 10. 371-374.
2. Semenov M. E., Meleshenko P. A., Solovyov A. M., Semenov A. M. (2015). Hysteretic nonlinearity in inverted pendulum problem. *Springer Proceedings in Physics*. 168. 463-507.
3. Bernyk I., Nazarenko I., Luhovskyi O. (2018). Effect of rheological properties of materials on their treatment with ultrasonic cavitation. *Materials and technology*. 4 (52). 465-468.
4. Veklich A., Tmenova T., Zazimko O., Trach V., Lopatko K., Titova L., Boretskij V., Aftandiliants Y., Lopatko S., Rogovskiy I. (2020). Regulation of biological processes with complexions of metals produced by underwater spark discharge. *Springer Proceedings in Physics*. Book series Nanomaterials and Nanocomposites, Nanostructure Surfaces and Their Applications. 247. 283-306.
5. Nazarenko I., Dedov O., Bernyk I., Rogovskii I., Bondarenko A., Zapryvoda A., Titova L. (2020). Study of stability of modes and parameters of motion of vibrating machines for technological purpose. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 6 (7-108). 71-79. doi: 10.15587/1729-4061.2020.217747.
6. Hrynkiv A., Rogovskii I., Aulin V., Lysenko S., Titova L., Zagurskiy O., Kolosok I. (2020). Development of a system for determining the informativeness of the diagnosing parameters of the cylinder-piston group of the diesel engines in operation. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 3(105). 19-29.
7. Tmenova T., Valensi F., Veklich A., Cressault Y., Boretskij V., Lopatko K., Aftandilyant Y. (2017). Etude d'un arc impulsif immergé à l'aide de deux dispositifs expérimentaux. *Journal International de Technologie, de l'Innovation, de la Physique, de l'Energie et de l'Environnement*. 3(1). 2428-8500. doi: 10.18145/jitipee.v3i1.159.
8. Loveikin V., Romasevych Y., Shymko L., Ohienko M., Duczmal W., Potwora W., Titova L., Rogovskii I. (2020). Agrotechnics and optimal control of cranes and hoisting machines: monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 164.
9. Babilya, M.I., Shender, I.O., Pogodin, A.I., Bilanych, V.S., & Studenyak, I.P. (2020). Mechanical Properties of Superionic Composites Based on (Cu_{1-x}Ag_x)₇Si₅Si. *Scientific Herald of Uzhhorod University. Series "Physics"*, (48), 7-13.

SIMULATION OF FLUIDITY AND DENSITY OF CAST STEELS

Y. G. Aftandiliants, M. M. Kruhlyi

Abstract. As a result of the analysis of the formation processes of fluidity and the conditions for feeding the

castings during cooling after solidification, a significant effect of the properties of the melt and the dispersion of the primary structure on the fluidity and density of steel was established.

It is theoretically substantiated and experimentally confirmed that the level of fluidity and density is determined by the dispersion of the dendritic structure, the magnitude of the melt overheating over the liquidus temperature, as well as the properties of the liquid metal, the thermal conductivity of steel at the solidus temperature, crystallization heat and crystallization interval.

The established quantitative laws describe the real process with a probability more than 95% and a high degree of reliability ($R = 0,709-0,837$; $\delta = 1,2 - 13,8\%$).

The article shows that in order to increase the effectiveness of the influence of integral factors on the fluidity of structural steels, they can be arranged in the following sequence: thermophysical conditions of solidification, dispersion of the dendritic structure, properties of liquid metal. In this case, an increase in fluidity occurs with an increase in the overheating of the melt above the liquidus temperature, the heat of crystallization and the dispersion of the dendritic structure.

An increase in the values of other factors leads to the opposite effect. Alloying elements are arranged in the following sequence: Si, Cr, Mn, C, V, N, V + N according to the specific efficiency of increasing fluidity.

The results of the studies performed show that according to the effectiveness of the influence of the considered factors on the steel density, they can be arranged in the following sequence: dispersion of the dendritic structure, properties of liquid metal and thermophysical conditions of solidification. Alloying elements affect these parameters in such a way that a complex multiextremal change in density is observed during alloying of steel. The general trend is that carbon and chromium decrease, while silicon, manganese, vanadium, nitrogen, and co-alloying with nitrogen and vanadium increase the density of the steel. Alloying elements can be arranged in the following sequence: V, Cr, Mn, Si, N, N + V, C to increase the specific efficiency of changing the density.

Key words: steel, fluidity, chemical composition, temperature, density, dendritic structure.

и высокой степенью достоверности ($R = 0,709-0,837$; $\delta = 1,2 - 13,8\%$) описывают реальный процесс.

В статье показано, что по увеличению эффективности влияния интегральных факторов на жидкотекучесть конструкционных сталей их можно расположить в следующей последовательности: теплофизические условия затвердевания, дисперсность дендритной структуры, свойства жидкого металла. При этом с ростом перегрева расплава над температурой ликвидуса, теплоты кристаллизации и дисперсности дендритной структуры происходит рост жидкотекучести, увеличение же значений остальных факторов приводит к обратному эффекту. По удельной эффективности увеличения жидкотекучести легирующие элементы можно расположить в следующей последовательности: Si, Cr, Mn, C, V, N, V+N.

Результатами выполненных исследований показано, что по эффективности влияния рассмотренных факторов на плотность стали их можно расположить в следующей последовательности: дисперсность дендритной структуры, свойства жидкого металла и теплофизические условия затвердевания. Влияние легирующих элементов на эти параметры таково, что наблюдается сложное многоэкстремальное изменение плотности при легировании стали. Общая тенденция такова, что углерод и хром понижают, а кремний, марганец, ванадий, азот и совместное легирование азотом и ванадием повышают плотность стали. По увеличению удельной эффективности изменения плотности легирующие элементы можно расположить в следующей последовательности: V, Cr, Mn, Si, N, N+V, C.

Ключевые слова: сталь, жидкотекучесть, химический состав, температура, плотность, дендритная структура.

С. Г. Афтандіянц ORCID 0000-0001-5864-9855.

М. М. Круглій ORCID 0000-0003-4753-4352.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЖИДКОТЕКУЧЕСТИ И ПЛОТНОСТИ ЛИТЫХ СТАЛЕЙ

Е. Г. Афтандіянц, М. М. Круглій

Аннотация. В результате анализа процесса формирования жидкотекучести и условий питания отливок при охлаждении после затвердевания теоретически обосновано и экспериментально подтверждено, что их уровень определяется дисперсностью дендритной структуры, величиной перегрева расплава над температурой ликвидуса, а также свойствами жидкого металла, теплопроводностью стали при температуре солидуса, теплотой и интервалом кристаллизации.

Установлены количественные закономерности такого влияния, которые с вероятностью не менее 95%

УДК 656.078:164.01

MODERN TRENDS IN DEVELOPMENT OF LOGISTICS MARKET

O. M. Zagurskiy

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Ukraine.

Speciality of article: 275 – transport technologies (by road).

Corresponding author: zagurskiy_oleg@ukr.net.

Article history: Received – November 2020, Accepted – December 2020.

Bibl. 24, fig. 2, tabl. 1.

Abstract. In logistics, analytical, technological and marketing paradigms are being replaced by an integrated (logistics) paradigm, which goes beyond the problems of optimizing the business processes of an individual enterprise and involves the integration of individual enterprises into supply chains to improve management processes and increase the overall efficiency of their business.

The article provides a theoretical and methodological justification for the influence of institutional and technological factors on the transformation of the logistics market in modern conditions. It defines that the mutual influence of institutional and technological factors forms in logistics the specifics of multi-channel supply networks, which have a fundamentally different more complex market mechanics, and also form a new institutional framework of trade and logistics infrastructure of multi-channel supply of modern consumer market.

It has been proven that the development of e-commerce creates new institutional conditions and encourages changes in corporate governance strategies and consumer behavior, and the dominant type of institutional agreements imposes certain restrictions on determining the needs, preferences and choices of agents, thus stimulating the development of even more modern technologies.

Key words: multi-channel networks, e-commerce, institutional environment, supply chain, logistics market.

Introduction

The latest stage of economic development, which experts call the «economy of interactions» or "economics of competencies", is directly associated with the spread of network structures and organizations. Improving their efficiency requires a new quality of interactions and management, which are associated with the integration of processes and organizations into a single whole.

Formulation of problem

Under such conditions, in logistics, analytical, technological and marketing paradigms are replaced by an integrated (logistics) paradigm, which goes beyond the

problems of optimization of business processes of an individual enterprise and involves the integration of individual enterprises into supply chains to improve management processes and improve overall efficiency of their business.

In this regard, there are a number of problematic issues related to determining the market mechanics of further development of the logistics market, the dynamics of consolidation of its operators, the fidelity of the vector which will be measured by the resulting factors determining modern institutional and technological development of logistics business.

Analysis of recent research results

A significant contribution to the development of the theory of logistics and the peculiarities of the development of the world market of logistics services has been made by: C. Karatas-Cetin, G. Denktas-Sakar [9], A. Marasco [12] and O. Sumets [18].

Institutional aspects of logistics development were studied by: J. Monios, B. Lambert [13], E. Rauch, P. Dallasega, D. Matt [16], F. Ye, X. Zhao, C. Prahinski, Y. Li [20] and O. Zagurskiy [3].

Current trends in the development of various areas of logistics and supply chain management in the world were considered by: P. Neirotti, A. De Marco, A. Cagliano, G. Mangano, F. Scorrano [14], N. Raimbault [15], G. Schliwa, R. Armitage, S. Aziz, J. Evans, J. Rhoades [17] (urban logistic), K. Gy, K. Sebastian [5] (production logistics), K. Govindan, H. Soleimani [4] (reverse logistics), I. Irtyshcheva, O. Ishchenko, J. Barabanova [7], I. Kabashkin, D. Bazaras, K. Čižiūnienė, R. Palšaitis [8] (transport logistic), I. Kozlenkova, G. Hult, D. Lund, J. Mena, P. Kekec [10], P. Macurová, K. Jurásková [11], E. Tijan, S. Aksentijevic, K. Ivanić, M. Jarda [19], O. Zagurskiy, M. Ohienko, T. Pokusa, S. Zagurska, F. Pokusa, L. Titova, I. Rogovskii [21] O. Zagurskiy, L. Titova [22] (supply chains).

However, despite the variety of modern research on certain topics, it should be noted that there are almost no attempts to investigate the complex impact of institutional and technological changes on the development of the

logistics market. This determines the relevance of our study.

Purpose of research

The purpose of the work is the theoretical and methodological substantiation of the influence of institutional and technological factors on the transformation of the logical market in modern conditions.

Research results

The methodology of institutionalism is characterized by the so-called dichotomization, ie the separation from the system of social production of two more or less independent subjects of study, which interact closely with each other.

One of the subjects "technology" the achieved level of scientific and technical knowledge and intellectual experience embodied in the production of tools and machines, the qualifications of manufacturers and production management, service provision. The second "institution" a real form of organization of behavior and motivation of economic agents that have developed in a particular society. Based on this, institutionalists see the reason for all the contradictions of capitalism in the inconsistency of the institutional environment with the level and needs of the development of "technology". Thus, according to experts of the World Economic Forum, economic growth in innovation-active countries by 50% depends on the development of technology, 25% on the efficiency of public institutions and 25% on the quality of the microeconomic environment, which can also be considered an element of society.

In logistics markets, the institutional environment has been transformed, moving towards reconciliation between planned top-down approaches and market development of the private sector. In addition, encouraging public-private consortia has potentially facilitated the development of national corridors that can support new markets, while receiving both public and private benefits [13, p.45].

Institutional changes in the logistics market, related to the processes of globalization and informatization of the economy and society, have led to the fact that the main emphasis in traffic management technologies today is on networks: IT technologies and multi-channel sales system. And if in the traditional system of construction of sales wholesale and retail link having in the product matrix of thousands of products of hundreds of suppliers are not able to provide them with accurate information about consumer demand. That is, the structure of the product offer is formed by trade intermediaries and it does not always coincide with real demand, and the existing deviation is offset by expanding marketing budgets, which are then transferred to the buyers of products (laid in the price of goods). In a multi-channel (network) sales system, the product range is formed by the consumer and is close to the absolute maximum.

The Internet makes any product offer equally accessible, regardless of its territorial origin. A new more accessible and developed feedback with the consumer is

formed, the presence of which fundamentally changes the whole system of chain management.

The multi-channel (network) sales system forms a completely new institutional environment. It opens opportunities for consumer market participants that exceed the "potential of today's best practices" [1, p. 539]. At the heart of these capabilities is the virtualization of the market, where there are no distances or restrictions on the volume and speed of information processing, while management algorithms are unified and automated.

Moreover, this approach changes the very essence of supply chains, disappears "the need for a reliable central organization (focus company), which supports the entire system and coordinates and controls the continuous supply chain and transactions from raw materials to consumers" [22, p. 71]. After all, the powers and responsibilities in modern supply chains are differentiated and distributed according to how the information flows themselves are distributed. Marketing and product policy remain in the management of producers, and sales organization is implemented by external market operators who develop appropriate competencies, technologies, infrastructure, etc.

Such fragmentation is also manifested in the system of virtual commerce, when some companies take on logistics outsourcing online stores, leaving them only trade policy and marketing. Under such conditions, according to G. Bubnova, B. Levin loses the relevance of the generally accepted in the theory of logistics economic criterion "minimum costs", and comes to the fore "maximum economic effect, benefits, values." [2. p. 74.].

At the same time, increasing requirements for last mile logistics, permanent strengthening of industry supply standards (e.g. those related to batch management, electronic data exchange with customers, packaging, etc.) stimulate closer cooperation between market participants and logistics providers, which is also accompanied by changes and substitutions. their roles and functions. Thus, the modern decentralized and autonomous organization of intelligent logistics facilities in service-oriented environments provides for the storage of logistics information on RFID tags that are attached to the transported goods, which means that all the necessary information for logistics decisions is directly adjacent to the goods.

Accordingly, the logistics facilities themselves have to choose the routes through the transport networks.

In addition, processes, methods and tools for their management are also evolving within supply chains. Increasingly popular are platforms for collaboration that connect multiple buyers and suppliers with financial institutions, allowing them to conduct automated supply chain financing operations.

Thus, there is a replacement of utilitarian interpretation of logistics efficiency by minimizing the cost of increasing the usefulness of supply processes and greater customer satisfaction, which is associated with the breadth of changes affecting the technological level (new technologies of monitoring and control, new methods of supply and payment), and the institutional level (new models of consumer behavior, innovative business models that include elements of the sharing economy), new requirements for institutional intermediaries).

These changes are confirmed by the Global Logistics Efficiency Rating (LPI 2018), which is based on a global survey of operators (global freight forwarders and express carriers) and combines in-depth knowledge of the countries

in which they operate with qualitative assessments of other countries in which they trade and have experience in the global logistics environment.

Table 1. World Bank Rating Logistics Performance Index (LPI) in 2018.

№	Country	LPI Rank	LPI Score	Customs		Infrastructure		International shipments		Logistics competence		Tracking & tracing		Timeliness	
1	Germany	1	4.2	1	4.09	1	4.37	4	3.86	1	4.31	2	4.24	3	4.39
2	Sweden	2	4.05	2	4.05	3	4.24	2	3.92	10	3.98	17	3.88	7	4.28
3	Belgium	3	4.04	14	3.66	14	3.98	1	3.99	2	4.13	9	4.05	1	4.41
4	Austria	4	4.03	12	3.71	5	4.18	3	3.88	6	4.08	7	4.09	12	4.25
5	Japan	5	4.03	3	3.99	2	4.25	14	3.59	4	4.09	10	4.05	10	4.25
6	Netherlands	6	4.02	5	3.92	4	4.21	11	3.68	5	4.09	11	4.02	11	4.25
7	Singapore	7	4	6	3.89	6	4.06	15	3.58	3	4.1	8	4.08	6	4.32
8	Denmark	8	3.99	4	3.92	17	3.96	19	3.53	9	4.01	3	4.18	2	4.41
9	UK	9	3.99	11	3.77	8	4.03	13	3.67	7	4.05	4	4.11	5	4.33
10	U. Arab E.	11	3.96	15	3.63	10	4.02	5	3.85	13	3.92	13	3.96	4	4.38
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
65	Serbia	65	2.84	78	2.6	74	2.6	57	2.97	80	2.7	76	2.79	62	3.33
66	Ukraine	66	2.83	89	2.49	119	2.22	68	2.83	61	2.84	52	3.11	56	3.42
67	Egypt	67	2.82	77	2.6	58	2.82	73	2.79	63	2.82	89	2.72	74	3.19
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
160	Afghanistan	160	1.95	158	1.73	158	1.81	152	2.1	158	1.92	159	1.7	153	2.38

Source: Global Rankings 2018 URL. <https://lpi.worldbank.org/international/global>.

The first places in this ranking are traditionally occupied by technologically developed and institutionally stable countries of the European Union (Germany, Sweden, Belgium), Asian countries (Japan, Hong Kong, Singapore) and the United States.

As for Ukraine, gaining 2.83 points, it ranks 66th among 160 countries in the ranking (among the post-Soviet countries 3 after Estonia (3.31 points and 36th place) and Lithuania (3.02 points and 54th place)) rising to 14 positions compared to the previous rating in 2016.

If we understand in detail the Global Ranking of Logistics Efficiency of the 6 criteria by which the study was conducted - 3 contain technological features: international transportation of goods; cargo tracking; timeliness of delivery, and three institutional: customs procedures; infrastructure; logistical competence.

Moreover, the institutional environment, in our opinion, affects competitiveness and economic growth through the formation of individual and organizational incentives in logistics markets. These incentives initiate the processes of resource accumulation and modernization, development and dissemination of technologies; allocation, use and coordination of resources; interaction of buyers and sellers and internationalization of logistics activity.

T. Hamalainen in the work "National competitiveness and economic growth: the changing determinants of economic performance in the world economy" identifies five factors that have a decisive impact on economic growth through the process of creating technological

innovations, four of these factors depend on existing institutional structures:

- market potential for innovation may be limited by institutional frameworks, such as monopoly rights, technological standards, tariffs and quotas, national differences in the regulatory regimes of specific sectors of the economy;

- the level of competition among producers directly affects the practical application of innovations, therefore, an important institutional factor of economic development is the predominant regime of antitrust regulation and competition;

- the regime of "guaranteeing" property rights (practical application) is an important factor in stimulating innovation;

- the institutional environment also influences the dissemination of new technologies [6].

Thus, institutional changes contribute to the development of new technologies in the logistics sector and the digital transformation of supply chains in the consumer market, which entails a number of important changes, namely:

- change of processes of commodity-sales cooperation in supply chains of multichannel trade;

- change of approaches and models of formation of commodity supply of the modern consumer market;

- end-to-end change of all elements of the supply chain (CRM, ERP, WMS, TMS.), through the development of solutions in SaaS format that allows you to deploy new functionality based on the expertise that is formed with each new customer;

– expanding the intersection of logistics and marketing in multi-channel supply chains.

Examining trends and innovations in the field of logistics and supply chains in 2020, Transmetrics analysts

identified 10 TOP-10 important innovative logistics trends of today and sorted them by relevance.

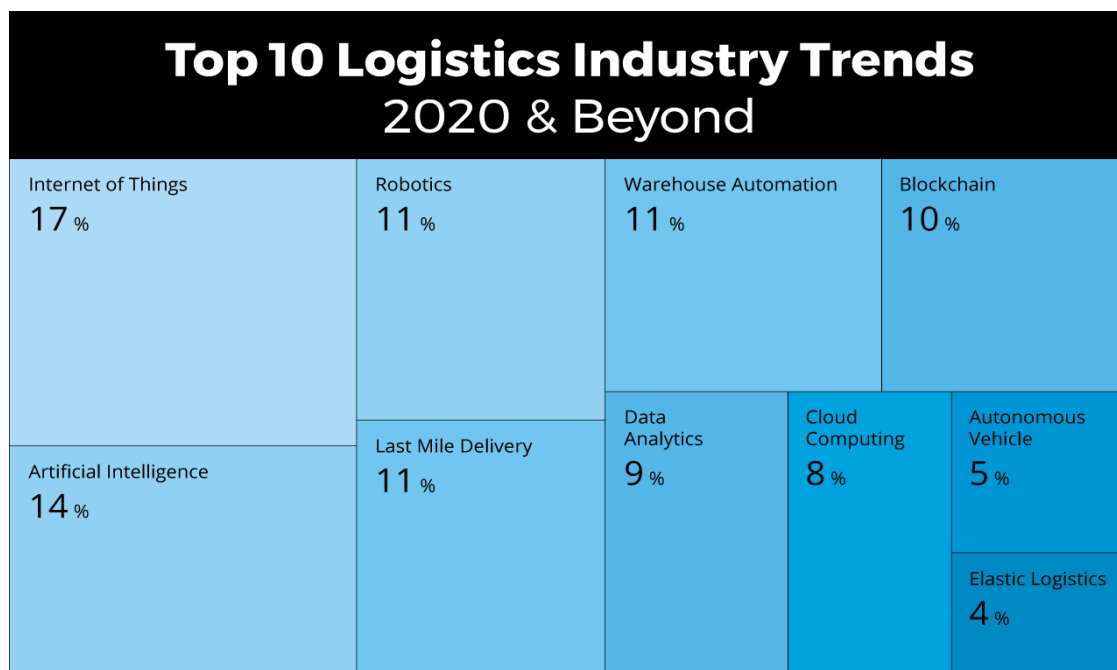


Fig. 1. Top 10 Logistics Industry Trends & Innovations: 2020 & Beyond.

Source: Transmetrics. URL. <https://www.startus-insights.com/innovators-guide/logistics-industry-trends-10-innovations-that-will-impact-logistics-companies-in-2020-beyond>.

1. Internet of Things (Fleet Management, Real-Time Supply Chain Visibility) – 17%.
2. Artificial Intelligence (Demand Forecasting, Process Optimization) – 14%.
3. Robotics (Collaborative Robots Cobots work collaboratively with human workers, Robotic Process Automation) – 11%.
4. Last-Mile Delivery (Drones, Smart Lockers) – 11%.
5. Warehouse Automation (Automated Guided Vehicles, Automated Storage & Retrieval System) – 11%.
6. Blockchain (Smart Contracts, Freight Tracking) – 10%.
7. Big Data & Data Analytics (Performance Management, Prescriptive Analytics) – 9%.
8. Cloud Computing (Cloud Platform, Cloud TMS) – 8%.
9. Autonomous Vehicles (Autonomous Vehicle Fleet, Autonomous Vehicle Software) – 5%.
10. Elastic Logistics (On-Demand Warehousing, On-Demand Delivery Vehicles) – 4%.

What does it mean? As customer expectations continue to grow and interests shift to a variety of products and personalized services, the logistics and supply chain sectors are facing increasing pressure. The rapid development of new technologies, such as the Internet of Things, modern mobile robots, artificial intelligence solutions and blockchain solutions, leaves companies facing a dilemma in choosing the most attractive technologies for investment. Thus, the development of new technologies encourages changes in corporate governance strategies and patterns of consumer behavior, and the

dominant type of institutional arrangements imposes certain restrictions on determining the needs, preferences and choices of agents, thereby stimulating the development of even more modern technologies.

The mutual influence of institutional and technological factors forms in logistics the specifics of the functioning of multi-channel supply networks. They have a fundamentally different more complex market mechanics, and also form a new institutional framework of trade and logistics infrastructure of multichannel supply of the modern consumer market a system of socio-economic institutions that influence the directions and forms of interests of economic agents in the structural modernization of logistics.

The latter can be defined as an institutional structure, which, in turn, shapes the institutional environment, conditions and models of future changes in logistics in particular and supply chains in general. In our opinion, the new model of the supply chain that meets the institutional needs of today may have a complex network structure both in the supply process and in the processes of financing management and especially the sale of goods (Fig. 2).

In contrast to traditional logistics, which is governed by the movement of inventories and data on commodity supply, the system of movement of goods of multi-channel trade is dominated by payment flows and information on the state of consumer demand. This difference is basic. It creates operational advantages and high efficiency in the form of accelerated turnover, operational savings and a significant increase in the efficiency of supply of producers, which are achieved through technological innovation.

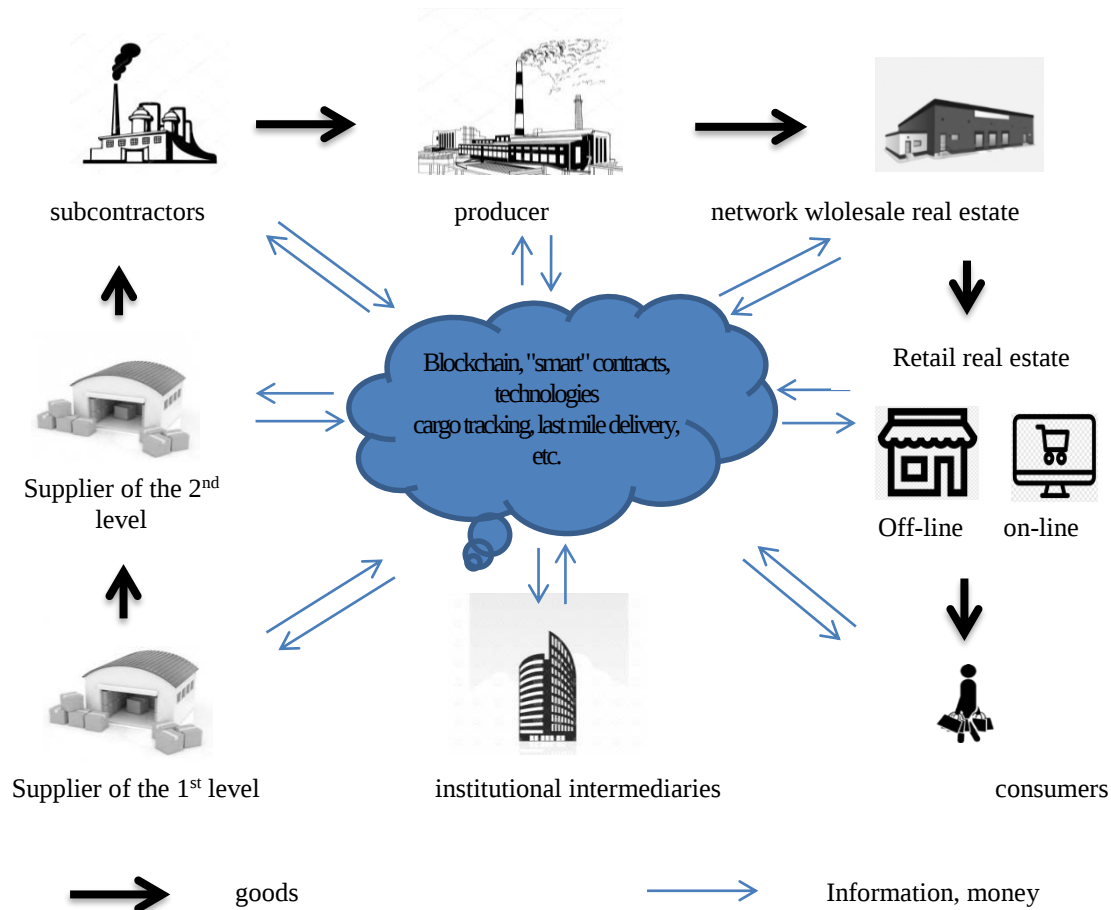


Fig. 2. New model of supply chains. Source: made by the author.

The development of e-commerce, market entry of online aggregators, national and global trading platforms forms a fundamentally new configuration of the value chain where the dominant position is occupied by digital links, which without a product, solve the problem of attracting customer base, which allows them to keep a significant percentage. value added. However, leaving retail completely online is not one hundred percent the right solution and panacea for all problems, because in such a scenario, a very important component is lost personalized trust between seller and buyer. Therefore, in our opinion, it would be more correct to combine traditional offline methods with technological online methods in an innovative multi-channel sales model.

The formation of a multi-channel sales model creates a fundamentally new role of logistics, which in the current phase of online retail not only provides the opportunity to differentiate product and service offerings, but also creates an additional barrier to market entry, increasing retail monetization in digital sales channels. And the very combination of logistics and service in online retail is becoming the main catalyst for the development of the commodity market.

That is, there is not only a change in supply chains, but also a change in the entire transport, logistics and warehousing infrastructure, which must now be restructured and serve the multi-channel logistics of the market. Institutional transformation of supply chains in turn is accompanied by profound technological changes in

logistics. A new institutional and market direction in the development of supply chains and product distribution systems is being formed, which has important distinctive features:

1. The configuration of supply chains and methods of commodity-sales cooperation of commodity producers and real estate are changing, which is becoming virtually autonomous. The growing concentration of capital in the field of trade, its rapid infrastructure and technological development lead to sales autonomy, which in the long run eliminates the possibility of building vertically integrated value chains in the sense in which this concept is traditionally interpreted.

2. There are operationally and technologically more complex multi-channel supply chains, in which logistics acts as a de facto primary component of the supply of goods and services. It is possible that this is a consequence of the immaturity of the initial stage of development of multi-channel sales, when many tasks in the context of radically new purchasing experience and behavior in different channels led to a number of logistics tasks to be solved within existing technologies and IT solutions.

Conclusions

1. The digital transformation of supply chains creates fundamentally new effects that have no analogy in the practice of logistics market development. In particular, the

effects of over-scaling of the supply network in e-commerce are not typical for traditional retail. This allows us to identify new areas of scientific and practical development of logistics, replacing the utilitarian interpretation of logistics efficiency by minimizing the cost of increasing the usefulness of supply processes and greater customer satisfaction, which is associated with the breadth of changes affecting the technological level (new technologies of observation and control, new methods of supply and payment) and the institutional level (new models of consumer behavior, innovative business models that include elements of the sharing economy), new requirements for institutional intermediaries).

2. The development of e-commerce creates new institutional conditions in which the bulk of profits will be received by companies that have access to the customer and encourages changes in corporate governance strategies and patterns of consumer behavior, and the dominant type of institutional agreements imposes certain restrictions on needs, benefits and the choice of agents thereby stimulating the development of even more modern technologies.

References

1. Bauersoks D., Kloss D. (2001). Logistics: an integrated supply chain. Moscow. Olimp-Business. 640.
2. Bubnova G. B., Levin B. A. (2017). Digital logistics – innovative mechanism for development and efficient functioning of transport and logistics systems and complexes. *International Journal of Open Information Technologies*. 5(3). 72-78.
3. Zagurskiy O. M. (2019). Competitiveness of transport and logistics systems in the minds of globalization: institutional analysis. Monograph. Kyiv. FOP O. V. Yamchinsky. 373.
4. Govindan K., Soleimani H. (2017). A review of reverse logistics and closed-loop supply chains. *Journal of Cleaner Production*. 142(1). 371-384.
5. Gy K., Sebastian K. (2016). New logistics and production trends as the effect of global economy changes. *Polish Journal of Management Studies*. 14. 115-126.
6. Hamalainen T. J. (2003). National competitiveness and economic growth. *The Changing Determinants of Economic Performance in the World Economy*. Edward Elgar Publishing, Cheltenham. UK. 380.
7. Irtysheva I., Ishchenko O., Barabanova J. (2019). Organizational and economic mechanisms of transport system development based on logistics. *Journal of Vasyl Stefanyk Precarpathian National University*. 6. 37-45.
8. Kabashkin I., Bazaras D., Čižiūnienė K., Palšaitis R. (2016). Competence and capacity-building requirements in transport and logistics market. *Transport and Telecommunication*. 17. 1-8.
9. Karatas-Cetin C., Denktas-Sakar G. (2013). Logistics research beyond 2000: theory, method and relevance. *The Asian Journal of Shipping and Logistics*. 29(2). 125-144.
10. Kozlenkova I., Hult G., Lund D., Mena J., Kekec P. (2015). The role of marketing channels in supply chain management. *Journal of Retailing*. 91(4). 586-609.
11. Macurová P., Jurásková K. (2014). The trends in development of full logistics services. *Journal of Applied Economic Sciences*. 9. 65-75.
12. Marasco A. (2008). Third-party logistics: a literature review. *International Journal of Production Economics*. 113(1). 127-147.
13. Monios J., Lambert B. (2013). The heartland intermodal corridor: public private partnerships and the transformation of institutional settings. *Journal of Transport Geography*. 27. 36-45.
14. Neirotti P., De Marco A., Cagliano A., Mangano G., Scorrano F. (2014). Current trends in Smart City initiatives: some stylised facts. *Cities*. 38. 25-36.
15. Raimbault N. (2019). From regional planning to port regionalization and urban logistics. The inland port and the governance of logistics development in the Paris region. *Journal of Transport Geography*. 78. 205-213.
16. Rauch E., Dallasega P., Matt D. (2016). Sustainable production in emerging markets through Distributed Manufacturing Systems (DMS). *Journal of Cleaner Production*. 135. 127-138.
17. Schliwa G., Armitage R., Aziz S., Evans J., Rhoades J. (2015). Sustainable city logistics – making cargo cycles viable for urban freight transport. *Research in Transportation Business & Management*. 15. 50-57.
18. Sumets O. M. (2014). Factors of logistics development at the present stage of market transformations. *Bulletin of the National University "Lviv Polytechnic"*. 779. 106-112.
19. Tijan E., Aksentijevic S., Ivanić K., Jardas M. (2019). Blockchain technology implementation in logistics. *Sustainability*. 11. 1-13.
20. Ye F., Zhao X., Prahinski C., Li Y. (2013). The impact of institutional pressures, top managers' posture and reverse logistics on performance – evidence from China. *International Journal of Production Economics*. 143(1). 132-143.
21. Zagurskiy O., Ohienko M., Pokusa T., Zagurska S., Pokusa F., Titova L., Rogovskii I. (2020). Study of efficiency of transport processes of supply chains management under uncertainty. Monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 162.
22. Zagurskiy O., Titova L. (2019). Problems and prospects of blockchain technology usage in supply chains. *Journal of Automation and Information Sciences*. 11. 63-74.
23. Zagurskiy O. M., Zhurakovska T. S. (2020). Optimization of transport processes in supply chains of epicenter hypermarket network. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 11(3). 55-60.
24. Zagurskiy O., Rogach S., Titova L., Rogovskii I., Pokusa T. (2019). «Green» supply chain as a path to sustainable development. Mechanisms of stimulation of socio-economic development of regions in conditions of transformation. Monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 199-213.

Список літератури

1. Бауэрсокс Д., Клосс Д. Логистика: интегрированная цепь поставок. Москва. Олимп-Бизнес, 2001. 640 с.
2. Бубнова Г. В., Левін Б. А. Цифрова логістика – інноваційний механізм розвитку і ефективного функціонування транспортно-логістичних систем і комплексів. *International Journal of Open Information Technologies*. 2017. Т. 5. № 3. С. 72-78.
3. Загурський О. М. Конкурентноспроможність транспортно-логістичних систем в умовах глобалізації: інституціональний аналіз : монографія. Київ. ФОП О. В. Ямчинський. 2019. 373 с.
4. Govindan K., Soleimani H. A review of reverse logistics and closed-loop supply chains. *Journal of Cleaner Production*. 2017. Vol. 142. Issue 1. P. 371-384.
5. Gy K., Sebastian K. New logistics and production trends as the effect of global economy changes. *Polish Journal of Management Studies*. 2016. Vol. 14. P. 115-126.
6. Hamalainen T. J. National competitiveness and economic growth. *The Changing Determinants of Economic Performance in the World Economy*. Edward Elgar Publishing, Cheltenham. UK. 2003. 380 p.
7. Irtysheva I., Ishchenko O., Barabanova J. Organizational and economic mechanisms of transport system development based on logistics. *Journal of Vasyl Stefanyk Precarpathian National University*. 2019. Vol. 6. P. 37-45.
8. Kabashkin I., Bazaras D., Čičiūnienė K., Palšaitis R. Competence and capacity-building requirements in transport and logistics market. *Transport and Telecommunication*. 2016. Vol. 17. P. 1-8.
9. Karatas-Cetin C., Denktas-Sakar G. Logistics research beyond 2000: theory, method and relevance. *The Asian Journal of Shipping and Logistics*. 2013. Vol. 29. Issue 2. P. 125-144.
10. Kozlenkova I., Hult G., Lund D., Mena J., Kekec P. The role of marketing channels in supply chain management. *Journal of Retailing*. 2015. Vol. 91. Issue 4. P. 586-609.
11. Macurová P., Jurásková K. The trends in development of full logistics services. *Journal of Applied Economic Sciences*. 2014. Vol. 9. P. 65-75.
12. Marasco A. Third-party logistics: a literature review. *International Journal of Production Economics*. 2008. Vol. 113. Issue 1. P. 127-147.
13. Monios J., Lambert B. The heartland intermodal corridor: public private partnerships and the transformation of institutional settings. *Journal of Transport Geography*. 2013. Vol. 27. P. 36-45.
14. Neirotti P., De Marco A., Cagliano A., Mangano G., Scorrano F. Current trends in Smart City initiatives: some stylised facts. *Cities*. 2014. Vol. 38. P. 25-36.
15. Raimbault N. From regional planning to port regionalization and urban logistics. The inland port and the governance of logistics development in the Paris region. *Journal of Transport Geography*. 2019. Vol. 78. P. 205-213.
16. Rauch E., Dallasega P., Matt D. Sustainable production in emerging markets through Distributed Manufacturing Systems (DMS). *Journal of Cleaner Production*. 2016. Vol. 135. P. 127-138.
17. Schliwa G., Armitage R., Aziz S., Evans J., Rhoades J. Sustainable city logistics – making cargo cycles viable for urban freight transport. *Research in Transportation Business & Management*. 2015. Vol. 15. P. 50-57.
18. Sumets O. M. Factors of logistics development at the present stage of market transformations. *Bulletin of the National University "Lviv Polytechnic"*. 2014. Vol. 779. P. 106-112.
19. Tijan E., Aksentijevic S., Ivanić K., Jardas M. Blockchain technology implementation in logistics. *Sustainability*. 2019. Vol. 11. P. 1-13.
20. Ye F., Zhao X., Prahinski C., Li Y. The impact of institutional pressures, top managers' posture and reverse logistics on performance – evidence from China. *International Journal of Production Economics*. 2013. Vol. 143. Issue 1. P. 132-143.
21. Zagurskiy O., Ohienko M., Pokusa T., Zagurska S., Pokusa F., Titova L., Rogovskii I. Study of efficiency of transport processes of supply chains management under uncertainty. *Monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole*. 2020. 162 p.
22. Zagurskiy O., Titova L. Problems and prospects of blockchain technology usage in supply chains. *Journal of Automation and Information Sciences*. 2019. Vol. 11. P. 63-74.
23. Zagurskiy O. M., Zhurakovska T. S. Optimization of transport processes in supply chains of epicenter hypermarket network. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2020. Vol. 11. No 3. P. 55-60.
24. Zagurskiy O., Rogach S., Titova L., Rogovskii I., Pokusa T. «Green» supply chain as a path to sustainable development. Mechanisms of stimulation of socio-economic development of regions in conditions of transformation. *Monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole*. 2019. P. 199-213.

СУЧАСНІ ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ
ЛОГІСТИЧНОГО РИНКУ

О. М. Загурський

Анотація. У логістиці на зміну аналітичній, технологічній та маркетинговій парадигмам приходить інтегральна (логістична) парадигма, яка виходить за межі проблем оптимізації бізнес-процесів окремого підприємства і передбачає інтеграцію окремих підприємств у ланцюги постачання товарів з метою наскрізного удосконалення процесів управління та підвищення загальної ефективності їх бізнесу.

У статті проведено теоретико-методологічне обґрунтування впливу інституціональних і технологічних чинників на трансформацію логістичного ринку за сучасних умов. В ній визначається, що взаємний вплив інституціональних і технологічних чинників формує в логістиці специфіку функціонування багатоканальних мереж постачання, які мають принципово іншу більш складну ринкову механіку, а також утворюють новий

інституціональний каркас торгівельно-логістичної інфраструктури багатоканального товаропостачання сучасного споживчого ринку.

Доведено, що розвиток інтернет-торгівлі формує нові інституціональні умови та спонукає до зміни стратегій управління компаніями й моделей поведінки споживачів, а домінуючий тип інституціональних угод накладає певні обмеження на визначення потреб, переваг і вибори агентів тим самим стимулюючи розвиток ще більш сучасних технологій.

Ключові слова: багатоканальні мережі, інтернет-торгівля, інституціональне середовище, ланцюг постачань, логістичний ринок.

СОВРЕМЕННЫЕ ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ ЛОГИСТИЧЕСКОГО РЫНКА

О. Н. Загурский

Аннотация. В логистике на смену аналитической, технологической и маркетинговой парадигмам приходит интегральная (логистическая) парадигма, которая выходит за пределы проблем оптимизации бизнес-процессов отдельного предприятия и предусматривает интеграцию отдельных предприятий в цепи поставок товаров с целью сквозного совершенствования процессов управления и повышения общей эффективности их бизнеса.

В статье проведено теоретико-методологическое обоснование влияния институциональных и технологических факторов на трансформацию логистического рынка в современных условиях. В ней определено, что взаимное влияние институциональных и технологических факторов формирует в логистике специфику функционирования многоканальных сетей поставок, которые имеют принципиально другую более сложную рыночную механику, а также образуют новый институциональный каркас торгово-логистической инфраструктуры многоканального товароснабжения современного потребительского рынка.

Доказано, что развитие интернет-торговли формирует новые институциональные условия и побуждает к изменению стратегий управления компаниями и моделей поведения потребителей, а доминирующий тип институциональных соглашений накладывает определенные ограничения на определение потребностей, предпочтений и выборы агентов тем самым стимулируя развитие еще более современных технологий.

Ключевые слова: многоканальные сети, интернет-торговля, институциональная среда, цепь поставок, логистический рынок.

УДК 631.312

ЗУСИЛЛЯ, НЕОБХІДНЕ ДЛЯ ПЕРЕМІЩЕННЯ ГНУЧКОЇ СМУГИ ВГОРУ ПО ПОВЕРХНІ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ЦИЛІНДРА

Т. М. Воліна, С. Ф. Пилипака

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 131 – прикладна механіка.

Кореспонденція авторів: t.n.zaharova@ukr.net.

Історія статті: отримано – листопад 2020, акцептовано – грудень 2020.

Бібл. 9, рис. 8, табл. 0.

Анотація. У статті складено диференціальне рівняння руху по внутрішній шорсткій поверхні горизонтального циліндру гнучкої нестискої смуги із прямокутним поперечним перерізом. При цьому смуга рухається вгору перпендикулярно твірним циліндра із заданою постійною швидкістю, тобто траєкторією руху є крива поперечного перерізу циліндра. При складенні рівняння враховано силу ваги смуги та силу тертя, які виникають внаслідок результуючої сили тиску смуги на поверхню, а також додаткову силу тертя, яка залежить від стискання смуги та кута її обхвату циліндром. Також розглянуто випадок для кругового циліндру. Розв'язано диференціальне рівняння, знайдено необхідне зусилля для переміщення смуги. Побудовано графіки, які демонструють вплив різних факторів на зусилля переміщення смуги при заданому куті її обхвату.

Ключові слова: гнучка смуга, шорстка поверхня, горизонтальний циліндр, зусилля штовхання, швидкість руху, диференціальне рівняння.

Постановка проблеми

Аналітичний опис руху тіла по поверхні пов'язаний із труднощами складання диференціальних рівнянь руху. Розв'язок має часткова задача кочення кулі по площині. З огляду на це у багатьох випадках розмірами тіла нехтують і його розглядають як частинку [1, 2]. При цьому складання диференціальних рівнянь руху матеріальної точки спрощується, але не враховується їх взаємодія у разі руху технологічного матеріалу, що складається з безлічі частинок. У статті розглядається випадок, коли між частинками існує певний зв'язок, а саме вони утворюють абсолютно гнучку нестискувану смугу.

Аналіз останніх досліджень

Частинки, які контактують з поверхнею та змушені рухатись по ній, можуть мати різне походження: частинки в потоці, частинки газу або рідини [3, 4], частинки органічних речовин при їх змішуванні [5]

або транспортуванні [6]. У деяких роботах за матеріальну частинку приймають рухомі тіла великих розмірів, але за умови, що в обертальному русі вони мають незначні кутові швидкості, тому силами інерції, які при цьому виникають, можна знехтувати [7]. Рух гнучкої нестискуваної смуги по шорсткій площині розглянуто у роботах [8, 9].

Мета досліджень

Дослідити закономірності руху гнучкої нестискої смуги з прямокутним поперечним перерізом по внутрішній шорсткій поверхні горизонтального циліндра.

Результати досліджень

Абсолютно гнучка смуга прямокутного перерізу з розмірами a і b розташована на внутрішній поверхні горизонтального циліндра (рис. 1).

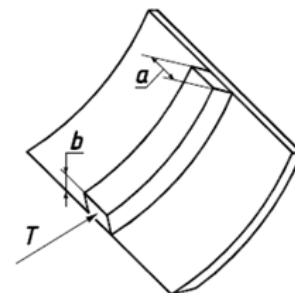


Рис. 1. Форма гнучкої смуги та її положення на циліндричній поверхні.

Fig. 1. A flexible strip shape and its position on the cylindrical surface.

Щоб її перемістити вгору з постійною швидкістю V , необхідно докласти певних зусиль T . Подібна ситуація може виникнути при роботі бульдозера, якщо прийняти шар матеріалу, що рухається по робочій поверхні, за гнучку смугу. Роль зусиль T у цьому випадку відіграють сили підпору, під дією яких смуга

змушена рухатися вгору. Для визначення величини зусилля розглянемо елемент смуги довжиною ds (рис. 2).

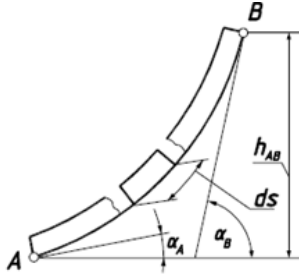


Рис. 2. Виділення елемента гнучкої смуги довжиною ds .

Fig. 2. Selection of the flexible strip element with ds length.

Можна уявити, що смуга складається з елементарних шматочків, кожен з яких нахилений під певним кутом α до горизонтальної площини. Тоді зусилля T буде сумою зусиль кожного елемента смуги, тобто задача зводиться до інтегрування елементарних зусиль по довжині дуги s між точками A і B . Зусилля T будемо визначати саме для цієї ділянки без урахування смуги і діючих на неї сил поза точками A і B .

Розглянемо елемент смуги, нахилений до горизонтальної площини під кутом α (рис. 3). У центрі елемента розташуємо початок рухомої системи координат, один орт $\vec{r}$ якої є дотичним до кривої поперечно-го перерізу циліндра і спрямований в бік руху смуги, а другий орт нормалі $\vec{n}$ – перпендикулярний орту $\vec{r}$ і спрямований в бік кривизни кривої. Для просторової кривої існує третій орт бінормалі, який у нашому випадку проектується в точку і для вирішення задачі не грає ролі. У диференціальній геометрії така рухлива система називається супровідним або натуральним тригранником кривої.

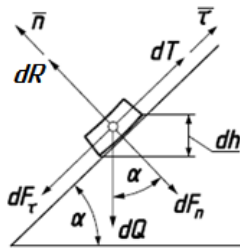


Рис. 3. Віднесення елемента смуги до рухливої системи координат із зазначенням діючих на нього сил.

Fig. 3. Assignment of a strip element to a moving coordinate system with an indication of the forces acting on it.

Усі діючі на елемент смуги сили будемо проектувати на орти натурального тригранника. Розглянемо ці сили.

Сила ваги dQ , яка спрямована вниз, визначиться добутком об'єму $a \cdot b \cdot ds$ на щільність матеріалу смуги q і постійну прискорення вільного падіння $g = 9,81 \text{ м/с}^2$: $dQ = a \cdot b \cdot q \cdot g \cdot ds$. Розкладемо цю силу на орти тригранника:

$$dQ_r = abqg \sin \alpha \, ds \quad \text{і} \quad dQ_n = abqg \cos \alpha \, ds. \quad (1)$$

Наступна сила – відцентрова сила інерції dI , що виникає внаслідок руху елемента по криволінійній траєкторії зі швидкістю V . Вона спрямована уздовж орта $\vec{n}$ в протилежну його напрямку сторону та залежить від маси $m = a \cdot b \cdot q \cdot ds$ елемента смуги, швидкості V його руху і кривизни k кривої в поточній точці:

$$dI_n = abqkV^2 ds. \quad (2)$$

За рахунок ваги і внаслідок згинання смуги виникає ще одна елементарна сила dP_n , спрямована уздовж нормалі $\vec{n}$ в ту саму сторону, що і відцентрова сила. При штовханні смуги виникає зусилля, яке стискає її елементарний об'єм. Найбільше значення це зусилля має в точці A (рис. 2), оскільки воно викликане вагою смуги, що знаходиться між точками A і B , тобто різницею висоти h_{AB} . У точці B воно дорівнює нулю. Розглянемо елемент смуги з прикладеним до неї стискаючим зусиллям (рис. 4, рис. 5).

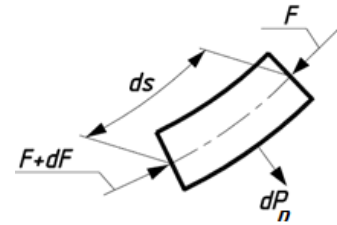


Рис. 4. Прикладені до елемента смуги стискаючі сили і виникаюча елементарна сила dP_n .

Fig. 4. Applied to the strip element compressive forces and the resulting elementary force dP_n .

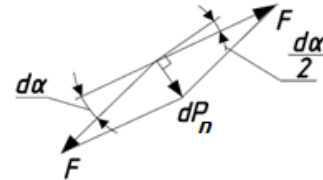


Рис. 5. Схема розташування сил для визначення елементарної сили dP_n .

Fig. 5. The scheme of the power location for determination of elementary force dP_n .

Справа на елемент смуги діє сила F , яка до кінця елемента зростає на dF за рахунок різниці висоти dh (рис. 3). Цією силою $F+dF$ врівноважується елемент смуги. Виникає результуюча сила dP_n , направлена по нормалі. Для визначення її величини розглянемо рис. 5. При граничному значенні, коли довжина елемента смуги наближається до нуля, стискаючі сили зліва і справа стають рівними F . Силу dP_n знаходимо векторним додаванням сил F з використанням елементарного кута $d\alpha$ між дотичними на початку і в кінці елемента смуги.

Відповідно до рис. 5 можна записати:

$$dP_n = 2F \cos \left(90^\circ - \frac{d\alpha}{2} \right) = 2F \sin \frac{d\alpha}{2}. \quad (3)$$

Беручи до уваги той факт, що приріст кута da дуже малий, можна записати: $\sin(da/2) = da/2$. Підставивши цей вираз у (3), отримуємо:

$$dP_n = F d\alpha. \quad (4)$$

По мірі зміни кута α сила P_n буде збільшуватися на приріст $dP_n = a \cdot b \cdot q \cdot dh$. У точці B сила F дорівнює нулю, а в точці A має максимальне значення, що дорівнює силі підйому смуги між точками A і B , тобто відповідне висоті h_{AB} (рис. 2). Для елемента смуги можна записати: $dh = \sin \alpha ds$. Початкова сила стиску F_0 в точці A визначиться інтегруванням виразу:

$$F_0 = abqg \int_{s_A}^{s_B} \sin \alpha ds. \quad (5)$$

Залежність $\alpha = \alpha(s)$ у виразі (5) визначається із рівняння кривої поперечного перерізу циліндра. Виходячи з цього, можна знайти залежність зміни стискаючого зусилля $F = F(s)$, яке буде зменшуватися від F_0 у точці A до нуля в точці B . Це буде розглянуто на конкретному прикладі.

Силу (4) необхідно додавати до інших елементарних сил (1) і (2), тому приведемо її в залежність від загальної змінної s , тобто від довжини дуги кривої перерізу циліндра: $dP_n = F d\alpha = F \frac{d\alpha}{ds} ds$, де $\frac{d\alpha}{ds} = k$ – кривизна траєкторії. Залежність $k = k(s)$ у диференціальній геометрії називається натуральним рівнянням кривої. Із урахуванням цього вираз (4) набуває вигляду:

$$dP_n = Fk ds. \quad (6)$$

Додаємо елементарні сили (1), (2), (4), спрямовані вздовж нормалі:

$$dF_n = (abqg \cos \alpha + abqkV^2 + Fk) ds. \quad (7)$$

Елементарна сила dF_n врівноважується реакцією поверхні $dR = dF_n$ (рис. 3). Нормальна реакція викликає елементарну силу тертя dF_{f1} , спрямовану вздовж орта $\vec{e}$ у протилежну швидкості руху сторону:

$$dF_{f1} = f dR = f(abqg \cos \alpha + abqkV^2 + Fk) ds, \quad (8)$$

де f – коефіцієнт тертя.

Ця сила тертя викликає додаткове стискаюче зусилля T , прикладене до кінців елемента, як показано на рис. 4, де в ролі сили F виступає сила T . Отже, виникає рівнодійна dP_{n2} , яку знаходимо із виразу (3). У результаті відповідно до (6) отримуємо:

$$dP_{n2} = Tk ds. \quad (9)$$

Сила dP_{n2} , що притискає виділений елемент смуги до поверхні, створює додаткову силу тертя dF_{f2} :

$$dF_{f2} = f dP_{n2} = fTk ds. \quad (10)$$

Таким чином, знайдено всі елементарні сили опору пересуванню елемента смуги. Усі вони діють вздовж орта дотичної у протилежну руху сторону. Сума елементарних сил опору складається з сили ваги dQ_τ і сил тертя dF_{f1} , dF_{f2} : $dF_\tau = dQ_\tau + dF_{f1} + dF_{f2}$. Повний приріст зусилля dT , яке пересуває елемент смуги, дорівнює сумі елементарних сил опору. Із урахуванням знайдених виразів (1), (8) і (10) запишемо:

$$dT = abqg \sin \alpha ds + f(abqg \cos \alpha + abqkV^2 + Fk) ds + fTk ds. \quad (11)$$

Таким чином, отримали диференціальне рівняння:

$$\frac{dT}{ds} = abqg \sin \alpha + f(abqg \cos \alpha + abqkV^2 + Fk + Tk) \quad (12)$$

При $k=0$, тобто при $\alpha = \text{const}$ диференціальне рівняння (12) спрощується і описує рух смуги по похилій площині. Зусилля штовхання не залежить від її швидкості руху, а також зникає сила тертя від стискання смуги.

Розглянемо приклад. Нехай кривою поперечного перерізу циліндра буде дуга кола радіуса r ($k=1/r = \text{const}$). Із залежності $da/ds = k$ знаходимо: $\alpha = k \cdot s = s/r$. Початкове s_A і кінцеве s_B значення дуги s запишуться: $s_A = \alpha_A \cdot k = \alpha_A \cdot r$; $s_B = \alpha_B \cdot k = \alpha_B \cdot r$. За формулою (5) знаходимо зусилля стиску F_0 на початку смуги, тобто в точці A :

$$F_0 = abqg \int_{s_A}^{s_B} \sin ks ds = -\frac{abqg}{k} (\cos ks_B - \cos ks_A) = abqgr (\cos \alpha_A - \cos \alpha_B). \quad (13)$$

Інтегруванням виразу (5) знаходимо зусилля F виходячи з умови, що при $s = s_A$ $F = F_0$:

$$F = F_0 - abqgr (\cos \alpha_A - \cos ks) = abqgr (\cos ks - \cos \alpha_B). \quad (14)$$

Підставляємо вираз (14) у диференціальне рівняння (12) та, враховуючи, що $k=1/r$, після спрощень отримуємо:

$$\frac{dT}{ds} = abqg \sin \frac{s}{r} + f \left[\frac{abq}{r} V^2 + abqg \left(2 \cos \frac{s}{r} - \cos \alpha_B \right) + \frac{T}{r} \right]. \quad (15)$$

Диференціальне рівняння (15) має наступний розв'язок:

$$T = C e^{\frac{fs}{r}} - abq \left[V^2 - gr \cos \alpha_B \right] + \frac{gr}{1+f^2} \left[\left(1+2f^2 \right) \cos \frac{s}{r} - f \sin \frac{s}{r} \right], \quad (16)$$

де C – постійна інтегрування. Її значення знаходимо з умови, що при $s = s_B = \alpha_B \cdot r$ сила T (16) дорівнює нулю:

$$C = abq e^{-f\alpha_B} \left[V^2 + \frac{fgr}{1+f^2} (f \cos \alpha_B - f \sin \alpha_B) \right]. \quad (17)$$

У виразі (16) зручно перейти до нової змінної – кута α . Беручи до уваги, що $s/r = \alpha$, а також підставляючи C із (17) у (16), остаточно отримаємо залежність зусилля штовхання $T = T(\alpha)$:

$$T = abq \left[\left(e^{f(\alpha - \alpha_B)} - 1 \right) V^2 + gr \cos \alpha_B + \frac{abqgr}{1+f^2} (f \sin \alpha + f e^{f(\alpha - \alpha_B)} (f \cos \alpha_B - \sin \alpha_B) - (1+2f^2) \cos \alpha) \right]. \quad (18)$$

Щоб визначити зусилля T для штовхання смуги, необхідно за формулою (18) знайти значення при $\alpha = \alpha_B$ і $\alpha = \alpha_A$ та знайти їх різницю. Оскільки зусилля T при $\alpha = \alpha_B$ дорівнює нулю, то досить у формулу (18) підставити $\alpha = \alpha_B$ і отриманий негативний результат взяти з протилежним знаком. Це рівносильно використанню формули (18) зі знаком «мінус» перед нею.

Нехай вихідні дані будуть мати значення: $a=0,2$ м, $b=0,05$ м, $q=100$ кг/м³, $r=0,5$ м, $f=0,3$, $V=3$ м/с, $\alpha_A=0$, $\alpha_B=\pi/3$. Застосувавши формулу (18) зі знаком «мінус» і підставивши в неї $\alpha = \alpha_A = 0$, отримуємо: $T=5,99$ Н. Різниця між кутами α_A і α_B (так званий кут обхвату) становить 60° . При $\alpha = \alpha_A = \pi/6$ кут обхвату складає 30° і $T=3,6$ Н.

На рис. 6 побудовано графік залежності $T=T(\alpha)$, з якого можна визначити зусилля T при заданому значенні $\alpha=\alpha_A$. З нього видно, що при $\alpha=\alpha_A=\pi/6=0,52$ зусилля T має значення, знайдене раніше: $T=3,6$ Н.

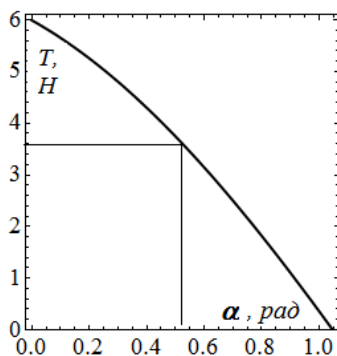


Рис. 6. Графік, що ілюструє вплив кута $\alpha=\alpha_A$ на зусилля переміщення смуги при зміні кута α в межах від $\alpha_A=0$ до $\alpha_B=\pi/3$.

Fig. 6. Graph is illustrating the effect of the angle $\alpha=\alpha_A$ on the pushing force of a strip when the angle α varies in a range from $\alpha_A=0$ to $\alpha_B=\pi/3$.

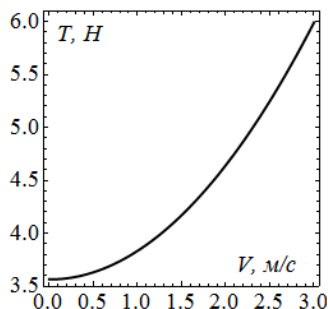


Рис. 7. Графік, що ілюструє вплив швидкості V руху смуги на зусилля штовхання смуги при зміні кута α в межах від $\alpha_A=0$ до $\alpha_B=\pi/3$.

Fig. 7. Graph is illustrating the effect of the speed V of the strip movement on the pushing force of a strip when the angle α varies in a range from $\alpha_A=0$ to $\alpha_B=\pi/3$.

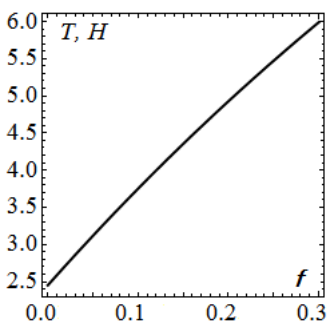


Рис. 8. Графік, що ілюструє вплив коефіцієнта тертя f на зусилля штовхання смуги при зміні кута α в межах від $\alpha_A=0$ до $\alpha_B=\pi/3$.

Fig. 8. Graph is illustrating the effect of the friction coefficient f on the pushing force of a strip when the angle α varies in a range from $\alpha_A=0$ to $\alpha_B=\pi/3$.

Знайдемо зусилля T при куті обхвату 30° , але з іншими межами зміни кута α : $\alpha_A=0$, $\alpha_B=\pi/6$. Його знаходимо за допомогою формули (18), оскільки графік на рис. 6 побудовано для кута $\alpha_B=\pi/3$. Знайдене зу-

силля має значення $T=2,6$ Н. Зменшення зусилля штовхання смуги пояснюється тим, що її підйом здійснюється на меншу висоту. На рис. 7 показано вплив швидкості руху смуги на необхідне зусилля для її штовхання, а на рис. 8 – коефіцієнта тертя.

Велике значення для зусилля штовхання має шорсткість поверхні. При абсолютно гладкій поверхні, тобто при $f=0$, сила штовхання значно менше (рис. 8).

Отримані формули дають можливість розраховувати необхідну потужність для забезпечення заданої швидкості пересування смуги. Для цього досить помножити зусилля T на швидкість V .

Висновки

1. При складанні диференціального рівняння руху смуги враховані сили, що діють на її ділянку елементарної довжини. Такими силами є сили опору: сила підйому елемента смуги, стискаюче зусилля, що виникає при штовханні смуги і викликає нормальну силу в разі криволінійної траєкторії, сила тертя, що виникає від дії всіх нормальних сил.

2. Велику роль у формуванні зусилля штовхання має кривизна поперечного перерізу циліндра, а також кут обхвату смуги циліндром. При $\alpha=\text{const}$, тобто при русі смуги по похилій площині, кривизна дорівнює нулю і зусилля штовхання значно зменшується внаслідок відсутності стискаючих зусиль і сил інерції, що викликають силу тертя.

3. Складене диференціальне рівняння і його розв'язок показують значний вплив коефіцієнта тертя на величину сили штовхання. Зменшення шорсткості поверхні циліндра веде до зменшення коефіцієнта тертя і зусилля штовхання смуги.

Список літератури

1. Pylypaka S., Klendii M., Zaharova T. Movement of the Particle on the External Surface of the Cylinder, Which Makes the Translational Oscillations in Horizontal Planes. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2019. Part F2. P. 336-345.
2. Pylypaka S., Klendii M., Kremets T., Klendii O. Particle motion over the surface of a cylinder, which performs translational oscillations in a vertical plane. Engineering Journal. 2018. Vol. 22(3). P. 83-92.
3. Batluk V., Basov M., Klymets V. Mathematical model for motion of weighted parts in curled flow. Econtechmod. An International Quarterly Journal. 2013. Vol. 2. № 3. P. 17-24.
4. Liaposchenko O., Pavlenko I., Nastenko O. The model of crossed movement and gas-liquid flow interaction with captured liquid film in the inertial-filtering separation channels. Separation and Purification Technology. 2017. Vol. 173. P. 240-243.
5. Kresan T., Pylypaka S., Ruzhylo Z., Rogovskii I., Trokhaniak O. External rolling of a polygon on a closed curvilinear profile. Acta Polytechnica. 2020. Vol. 60, no 4, P. 313-317. <https://doi.org/10.14311/AP.2020.60.0313>.

6. Pylypaka S. F., Nesvidomin V. M., Klendii M. B., Rogovskii I. L., Kresan T. A., Trokhaniak V. I. Conveyance of a particle by a vertical screw, which is limited by a coaxial fixed cylinder. Bulletin of the Karaganda University – Mathematics. 2019. Vol. 95. Issue 3. P. 108-118. doi 10.31489/2019M2/108-119.

7. Loveikin V. S., Romesevych Yu. O. Dynamic optimization of a mine winder acceleration mode. Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu. 2017. Vol. 4. P. 81-87.

8. Пилипака С. Ф., Захарова Т. Н., Несвидомин А. В. Форма оси гибкой несжимаемой полосы при ее толкании по наклонной шероховатой плоскости с постоянной скоростью. MOTROL. Rzeszow. 2013. Vol. 15. No 4. P. 198-205.

9. Веселовски М., Новак Я., Войтюк Д., Пилипака С. Форма осі скиби при її штовханні по площині косоного клина зі сталою швидкістю. Механізація та електрифікація сільського господарства. Глеваха. 2013. Вип. 98. Т. 1. С. 558-574.

References

1. Pylypaka S., Klendii M., Zaharova T. (2019). Movement of the particle on the external surface of the cylinder, which makes the translational oscillations in horizontal planes. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2. 336-345.

2. Pylypaka S., Klendii M., Kremets T., Klendii O. (2018). Particle motion over the surface of a cylinder, which performs translational oscillations in a vertical plane. Engineering Journal. 22(3). 83-92.

3. Batluk V., Basov M., Klymets V. (2013). Mathematical model for motion of weighted parts in curled flow. Econtechmod. 2(3). 17-24.

4. Liaposchenko O., Pavlenko I., Nastenka O. (2017). The model of crossed movement and gas-liquid flow interaction with captured liquid film in the inertial-filtering separation channels. Separation and Purification Technology. 173. 240-243.

5. Kresan T., Pylypaka S., Ruzhylo Z., Rogovskii I., Trokhaniak O. (2020). External rolling of a polygon on a closed curvilinear profile. Acta Polytechnica. 60(4). 313-317. <https://doi.org/10.14311/AP.2020.60.0313>.

6. Pylypaka S. F., Nesvidomin V. M., Klendii M. B., Rogovskii I. L., Kresan T. A., Trokhaniak V. I. (2019). Conveyance of a particle by a vertical screw, which is limited by a coaxial fixed cylinder. Bulletin of the Karaganda University – Mathematics. 95(3). 108-118. doi 10.31489/2019M2/108-119.

7. Loveikin V. S., Romesevych Yu. O. (2017). Dynamic optimization of a mine winder acceleration mode. Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu. 4. 81-87.

8. Pilipaka S. F., Zaharova T. N., Nesvidomin A. V. (2013). The shape of the axis of a flexible incompressible strip when it is pushed along an inclined rough plane at a constant speed. MOTROL. Rzeszow. 15(4). 198-205.

9. Veselovski M., Novak Ya., Vojtyuk D., Pilipaka S. (2013). The shape of the axis of the slice when it is pushed along the plane of the oblique wedge at a constant

speed. Mechanization and electrification of agriculture. Glevaha. 98 (1). 558-574.

УСИЛИЕ, НЕОБХОДИМОЕ ДЛЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ГИБКОЙ ПОЛОСЫ ВВЕРХ ПО ПОВЕРХНОСТИ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ЦИЛИНДРА

Т. Н. Волина, С. Ф. Пилипака

Аннотация. В статье составлено дифференциальное уравнение движения по внутренней шероховатой поверхности горизонтального цилиндра гибкой несжимаемой полосы с прямоугольным поперечным сечением. При этом полоса движется вверх перпендикулярно образующим цилиндра с заданной постоянной скоростью, то есть траекторией движения является кривая поперечного сечения цилиндра. При составлении уравнения учтены силы веса полосы и сила трения, возникающие вследствие результирующей силы давления полосы на поверхность, а также дополнительная сила трения, зависящая от сжатия полосы и угла ее охвата цилиндром. Также рассмотрен пример для кругового цилиндра. Решено дифференциальное уравнение, найдено необходимое усилие для перемещения полосы. Построены графики, демонстрирующие влияние разных факторов на усилие толкания полосы при заданном угле ее охвата.

Ключевые слова: гибкая полоса, шероховатая поверхность, горизонтальный цилиндр, усилие толкания, скорость движения, дифференциальное уравнение.

FORCE REQUIRED TO MOVE THE FLEXIBLE STRIP UP SURFACE OF HORIZONTAL CYLINDER

T. M. Volina, S. F. Pylypaka

Abstract. A differential equation of the motion of a flexible incompressible strip with a rectangular cross-section curve along the inner rough surface of a horizontal cylinder has been derived in the article. The strip moves up perpendicularly to the generatrix of the cylinder with a given constant speed, that is, the trajectory of movement is the cross-section curve of the cylinder. The equation takes into account the weight forces of the strip and the friction force from the resulting pressure force of the strip on the surface, as well as the additional friction force depending on the compression of the strip and the angle of its coverage with the cylinder. An example for a circular cylinder is considered. The differential equation is solved, the necessary force for pushing the strip is found. The graphs illustrating the influence of different factors on the pushing force of a strip at a given angle of its coverage are constructed.

Key words: flexible strip, rough surface, horizontal cylinder, pushing force, movement speed, differential equation

T. M. Волина ORCID 0000-0001-8610-2208.

С. Ф. Пилипака ORCID 0000-0002-1496-4615.

УДК 332.12(1-22):502.117:620.95

ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИРОБНИЦТВА ТА ЗАСТОСУВАННЯ ТВЕРДОГО БІОПАЛИВА В СІЛЬСЬКІЙ МІСЦЕВОСТІ

В. М. Поліщук¹, Д. А. Дерев'янка², Є. О. Дворник¹

¹Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

²Поліський національний університет, Україна.

Стаття з спеціальності: 162 – біотехнології та біоінженерія.

Кореспонденція авторів: polischuk.v.m@gmail.com; derevyanko.dmutro@gmail.com; dvornyk evgen@gmail.com

Історія статті: отримано – листопад 2020, акцептовано – грудень 2020.

Бібл. 17, рис. 1, табл. 4.

Анотація. В сільському господарстві України продукція рослинництва становить понад 79%, із яких більше половини припадає на зернові, зернобобові і технічні культури. Значна кількість побічної продукції приорується для використання в якості органічних добрив, певна кількість спалюється на полях, що приносить шкоду довкіллю та знижує родючість ґрунтів, і лише 2-3% використовується для енергетичних потреб. Разом із тим, використання побічної продукції рослинництва в якості органічних добрив передбачає внесення в ґрунт азотних мінеральних добрив, оскільки в процесі біодеградації рослинних залишків із ґрунту відбирається значна кількість азоту. Крім того, рослинні залишки для пришвидшення їх біодеградації не рекомендується глибоко заорювати. Однак від 30% (соломи) до 40% (стебел кукурудзи) цих рослинних залишків без шкоди родючості ґрунту можна використовувати в якості біопалива, яке однак, на відміну від деревини, має більшу зольність, та підвищений вміст хлору і лужних металів, який можна суттєво знизити внаслідок тривалого зберігання соломи під відкритим небом. Крім того, солома має низьку температуру плавлення, внаслідок чого її рекомендується спалювати лише в без колосникових топках. Однак не зважаючи на вказані недоліки, внаслідок використання побічної продукції рослинництва в якості палива можна отримати прибуток від продажу населенню теплової енергії, вироблених паливних гранул чи брикетів, а також економії від заміни природного газу на біопаливо при опалюванні споруд. Для господарства з площею ріллі приблизно 2000 га, із яких половина зайнята під зернові культури, економія коштів і прибуток може становити майже 7,5 млн. грн./рік.

Ключові слова: солома, стебла кукурудзи, тверде біопаливо, паливні гранули і брикети, котел, спалювання, економічна ефективність, собівартість.

Постановка проблеми

Виробництво сільськогосподарської продукції зосереджене в фермерських та селянських господарствах, а також у великих агрохолдингах. В 2019 р. від всієї продукції сільського господарства продукція рослинництва займала 79,1%, із яких зернобобові і зернові культури – 35,2%, технічні – 28,6%, картопля баштанні і овочеві культури – 11,4%, виноград, плодові та ягідні культури – 1,1%, кормові культури – 1,3% [1, с. 281]. Після вирощування зернових і зернобобових культур залишається солома. До 20-25% від загальної кількості отриманої соломи використовуються на потреби тваринництва. Майже 70-75% соломи подрібнюється і розкидається на полі під час збирання урожаю, причому половина від цього обсягу просто спалюється на полях, щоб уникнути витрат, пов'язаних із її приоруванням та неможливістю внесення азотних добрив після жнив, 5% соломи використовується на інші потреби, з них лише близько 2-3% відводиться на енергетичні потреби – виробництво гранульованого біопалива і пряме спалювання для теплогенерації [2]. Разом із тим, в Україні щорічно в побутовому секторі (головним чином, для опалення) використовується природного газу 8830 тис. т н.е. (33% від власного видобутку і імпорту) [1, с. 241-242]. Частина цього природного газу в сільській місцевості можна замінити на більш дешеве паливо, що виробляється із сільськогосподарських відходів: соломи, стовбурів кукурудзи, соняшника тощо, а також із спеціально вирощуваних на малородючих землях високорослих багаторічних трав.

Аналіз останніх досліджень

В роботах [3, 4] стверджується, що енергетичний потенціал біомаси в Україні, доступний для використання в енергетичних цілях, в 2017 р. становив майже 21 млн. т н.е., із яких на соломі зернових культур і ріпаку припадало 4,2 млн. т н.е.

(30% від теоретичного потенціалу), побічні продукти виробництва кукурудзи на зерно (стебла, стрижні) – 2,45 млн. т н.е., побічні продукти виробництва соняшника (стебла, корзинки) – 1,33 млн. т н.е. (40% від теоретичного потенціалу), енергетичні культури: верба, тополя, міскантус – 4,9 млн. т н.е. Натомість, частка їх використання від загального потенціалу незначна і становить: солома на спалювання і виробництво паливних гранул – 3,0%, стебла, стрижні кукурудзи – 0,1%, стебла, кошики соняшника – взагалі не використовуються. Енергетичні культури в Україні у 2015 році, як зазначається в роботі [5], вирощувались лише на 4190 га земель, з яких плантації міскантуса займали площі лише у 500 га. Натомість, сумарна площа плантацій енергетичних культур у країнах ЄС у 2017 році склала 50764 га. В роботі [6] проаналізовані паливні характеристики стебел кукурудзи українського походження. Встановлено, що побічна продукція кукурудзи є більш складним паливом у порівнянні з деревиною завдяки високому вмісту золи та, у деяких випадках, хлору. Проте концентрація хлору значно нижча, ніж середнє значення для агробіомаси і близька до величин характерних для деревної тріски (сосна). Порівняно низький вміст хлору відіграє важливу роль у запобіганні корозії сталевих елементів. Температура плавлення золи близька до значень, характерних для деревини. Висока температура плавлення золи дає можливість використовувати традиційні дров'яні котли для спалювання побічної продукції кукурудзи. В роботі [7] вказується, що важливим аспектом збільшення обсягів енергетичного використання побічної продукції кукурудзи на зерно є її кращі паливні характеристики порівняно із соломою зернових колосових культур. Зокрема, за показниками плавкості золи, кукурудзяна солома наближається до деревної біомаси. За даними 2014 р., обсяги побічної продукції кукурудзи на зерно в Україні склали 37 млн. т. Враховуючи, що для забезпечення бездефіцитного балансу гумусу необхідно залишити і використати як органічні добрива 6.1 т/га кукурудзи на зерно, що утворюється при врожайності зерна кукурудзи 47 ц/га, 24% побічної продукції могло бути відчужено на енергетичні потреби у 2014 р. Це складає 8.9 млн. т біомаси, що може замінити 3,45 млрд. м³ природного газу.

В роботі [8] описані способи використання соломи в Україні. Зібрана солома зернових культур використовується для різних цілей: на потреби тваринництва (підстилка і грубий корм для худоби), як органічне добриво, для вирощування грибів в закритому ґрунті, а також на енергетичні потреби (спалювання в котлах, виробництво гранул і брикетів). Невикористаний залишок, який в цілому по країні є досить великий, часто спалюється на полях, що є офіційно забороненим в Україні і шкідливим для навколишнього середовища і ґрунту. Солома як органічне добриво застосовується для утворення гумусу в верхньому шарі ґрунту. Підтримка належного балансу гумусу сприяє біологічній активізації ґрунту, а також його протиерозійної захисту. Для того, щоб солома стала по-справжньому цінним органічним добривом, а не наповнювачем,

який заважає обробці ґрунту, вона повинна якомога швидше розкладатися. Солома швидше розкладається при хорошому доступі повітря в ґрунт (в аеробних умовах). Глибоке заорювання соломи викликає несприятливий ефект, так як при її розкладанні в нижніх шарах орного горизонту утворюються летючі жирні кислоти, які негативно впливають на кореневу систему рослин. При внесенні в верхню третину орного шару солома розкладається швидше і накопичення шкідливих речовин не спостерігається. Через бідність соломи азотом (C:N=60...100) вона забирає 40...50 кг/га ґрунтового азоту на власну мінералізацію до досягнення співвідношення C:N=20. Тому в перший період свого росту і розвитку рослини відчують нестачу азоту, якщо в ґрунт разом з соломою не вносять азот мінеральних добрив. Відразу після збирання врожаю зернових вологість соломи становить 15...20% (теплота згоряння $Q=12...15$ МДж/кг). Подальше перебування соломи на полі призводить не тільки до зниження її вологості до 14...17% ($Q=14...15$ МДж/кг), а й сприяє вимиванню хлору і калію, що підвищує якість соломи як палива. Для спалювання в котлах застосовують солому з вологістю до 20%, при виробництві гранул вологість соломи не повинна перевищувати 12...14%. На сьогодні в Україні є певний досвід застосування соломи для виробництва енергії та біопалива. У сільській місцевості експлуатуються близько 100 котлів/теплогенераторів на тюках соломи. Також розвивається виробництво паливних гранул і брикетів із соломи. Разом із тим, як зазначено в [9], солома має ряд негативних властивостей, що вимагає досить ретельного підходу до її практичного використання. Так, вона може містити хлор і лужні метали, через що в процесі її спалювання утворюються такі хімічні сполуки як хлорид натрію і хлорид калію. Ці сполуки викликають корозію сталевих елементів енергетичного обладнання, особливо при високих температурах. Іншою особливістю соломи як палива є відносно низька температура плавлення золи – 900...1000°C (для порівняння – у деревини – 1200°C), що може привести до шлакування елементів енергетичного обладнання. На сьогодні в світі вже знайдені конструктивні і інші технологічні рішення, які мінімізують ці негативні впливи і дозволяють успішно використовувати солому як паливо. Прикладами таких рішень є спільне спалювання з вугіллям, деревиною та іншими паливами або ж використання не «жовтої» (свіжої) соломи, а «сірої», тобто з тривалим терміном зберігання під відкритим небом. В результаті промивання дощами в «сірій» соломі міститься значно менше хлору і калію в порівнянні з «жовтою» соломою.

В роботі [10] стверджується, що вирощування енергетичних культур на малопродуктивних землях – економічно обґрунтований напрямок агропромисловості із строком окупності до 7 років. Із зібраного врожаю біомаси можливо отримати біопалива, що відповідають критеріям сталості відповідно до законодавства ЄС, у тому числі біопалива другого покоління. Для закладання енергетичних плантацій та догляду за ними переважно використовується широко поширена

стандартна сільськогосподарська техніка, яка є у більшості агровиробників, та представлені на вітчизняному ринку засоби захисту рослин. Наявність вільних земель, непридатних для традиційного рослинництва, та сприятливих для енергетичних культур умов створює можливості для запровадження місцевих сталих біоенергетичних ланцюгів.

Мета досліджень

Мета дослідження – встановлення економічної ефективності виробництва і використання твердого біопалива в модельному господарстві молочно-зернового напрямку із площею ріллі 2000 га.

Результати досліджень

Економічна ефективність використання побічної продукції вирощування зернових і зернобобових культур у сільській місцевості визначалась на прикладі господарства молочно-зернового напрямку з площею ріллі приблизно 2000 га, із яких 960 га зайняті під кормові культури, в. т.ч. 370 га – під кукурудзою на зерно, 12 га – під ріпаком, 370 га – під картоплею, 500 га – під зерновими, технічними і овочевими культурами, в. т.ч. 450 га – під пшеницею.

Відношення стеблової маси кукурудзи до зерна становить 1,3 [11, с. 16] при вологості стеблової маси 45-60% [11, с. 20]. При врожайності зерна кукурудзи 70 ц/га [12, с. 45] отримується $70 \cdot 1,3 = 91$ ц/га стеблової маси вологістю 45-60%. Зерно кукурудзи на корм вирощується на $220 + 150 = 370$ га, з яких отримується $370 \cdot 91 = 33670$ ц, або 3367 т стеблової маси.

Відношення соломи пшениці до зерна становить 1,1 [13]. Площа під зерновими і технічними культурами, із яких можна отримати солому – приблизно 450 га. При врожайності зерна пшениці 40 ц/га можна отримати $40 \cdot 1,1 \cdot 450 = 19800$ ц, або 1980 т соломи.

Таблиця 1. Потреба в тепловій енергії та паливі та витрати на паливо для опалення та гарячого водопостачання об'єктів житлового, культурно-побутового і виробничого призначення, розташованих на території населеного пункту, де розміщене господарство.

Table 1. The need for thermal energy and fuel and fuel costs for heating and hot water supply of residential, cultural, household and industrial facilities located in the settlement where the farm is located.

Види споруд	Потреба в тепловій енергії, МДж	Потреба в паливі		Витрати на паливо, грн.	
		природному газі, м ³	соломі, кг	природний газ	солому
Адміністративні, виробничі та культурно-побутові споруди	10 175 668	319 990	838 864	3 897 473	867 385
Багатоквартирні житлові будинки	20 663 075	649 782	1 503 256	5 581 629	1 554 366
Індивідуальні житлові будинки	46 170 688	1 451 908	3 619 804	12 471 893	3 742 877
Всього	77 009 431	2 421 680	5 961 924	21 950 995	6 164 628

Нами встановлено, що для задоволення потреб в паливі можна використати лише 1550 т соломи, якої вистачить для річного опалювання і гарячого водопостачання адміністративних, виробничих та культурно-побутових споруд. При цьому залишиться

Всього отримується стеблової маси кукурудзи і соломи зернових $3367 + 1980 = 5347$ т, із яких 71%, або $5347 \cdot 71 / 100 = 3800$ т йде на добриво, 29%, або $5347 \cdot 29 / 100 = 1550$ т – на паливо.

За методикою [14] визначені потреби в теплозабезпеченні об'єктів житлового, культурно-побутового і виробничого призначення, розташованих на території населеного пункту, де розміщене господарство: житлових багатоквартирних будинків (3 шт. будівельним об'ємом 12 000 м³, 2 шт. – 20 000 м³), житлових індивідуальних будинків (30 шт. будівельним об'ємом 200 м³, 115 шт. – 300 м³, 90 шт. – 400 м³), споруд адміністративного та культурно-побутового призначення (контора, клуб, магазини, дитсадок, школа, поліклініка, лікарня, баня, столова, кафе, сільрада) загальним будівельним об'ємом 26100 м³, виробничих споруд (гараж, електро- та кормоцех, майстерні, заводи з виробництва біодизеля, переробки молока, виробництва крохмалю) загальним будівельним об'ємом 5200 м³. Також встановлені витрати палива для їх забезпечення (природний газ з теплою згорання 31,8 МДж/м³ [15] та туюкована чи рулонована солома вологістю 15% з теплою згорання 14,4 МДж/кг [16, с. 62]) та затрати на закупівлю чи виробництво цього палива. Вартість природного газу для населення згідно з Постановою Кабінету Міністрів України № 867 від 19.10.2018 р. становить 8,54892 грн./м³ з ПДВ, для промислових споживачів – 12,18 грн./м³ з ПДВ. Розрахована нами вартість заготівлі туюкованої чи рулонованої соломи з використанням дизельного біопалива В5 становить 103,4 грн./ц.

Потреба в тепловій енергії та паливі та витрати на паливо для опалення та гарячого водопостачання об'єктів житлового, культурно-побутового і виробничого призначення, розташованих на території населеного пункту, де розміщене господарство наведена в табл. 1.

ще $1550000 - 838864 = 711\,136$ кг соломи, якої вистачить для теплозабезпечення $711136 \cdot 100 / 1503256 = 47\%$ потреб в теплозабезпеченні багатоквартирних житлових будинків.

Матеріальний баланс і економічна ефективність

опалювання соломною адміністративних, виробничих та культурно-побутових споруд. Для теплозабезпечення адміністративних, виробничих та культурно-побутових споруд потрібно 10175668 МДж/рік або $10175668/(365 \cdot 86400) = 0,323 \text{ МДж/с (МВт)}$ потужності, багатоквартирних житлових будинків – 20663075 МДж/рік , або $20663075/(365 \cdot 86400) = 0,655 \text{ МДж/с (МВт)}$ потужності. Тобто для обігрівання протягом року адміністративних, виробничих, культурно-побутових споруд та багатоквартирних житлових будинків потрібен котел потужністю $0,323 + 0,655 = 0,978 \text{ МВт}$, або 978 кВт . Соломоспалювальний водогрійний котел КПС потужністю 1 МВт можна придбати за

ціною $1\,602\,000 \text{ грн}$. Собівартість теплової енергії на такому котлі при спалюванні 839 т соломи становить $1\,114\,507 \text{ грн.}$, тоді як собівартість отримання теплової енергії при спалюванні природного газу навіть без врахування вартості газового котла (вважаємо, що в господарстві вже функціонує газова котельня) – $3\,961\,182 \text{ грн}$. Економія коштів становить $3961182 - 1114507 = 2846675 \text{ грн}$.

Структура собівартості отримання теплової енергії для опалювання адміністративних, виробничих та культурно-побутових споруд наведена в табл. 2.

Таблиця 2. Структура собівартості отримання теплової енергії для опалювання адміністративних, виробничих та культурно-побутових споруд.

Table 2. The cost structure of obtaining thermal energy for heating administrative, industrial and cultural facilities.

Показник	Паливо	
	Солома	Природний газ
Вартість котла, грн..	1 602 000	–
Загальні капіталовкладення з врахування транспортування та монтажу обладнання, грн.	2 026 530	–
Затрати на амортизацію і ремонт, грн.	145 910	–
Затрати на оплату праці, грн.	51 840	64 800
Затрати на паливо, грн.	867 319	3 896 382
Собівартість теплової енергії, грн.	1 065 276	3 961 182
Річна економія коштів, грн.	2 895 906	–

Заготовленої соломи не вистачить на опалення всіх багатоквартирних житлових будинків, а тим більше на опалення індивідуальних житлових будинків. Не вистачає $5962 - 1550 = 4412 \text{ т}$ соломи, для заміни якої в господарстві доцільно вирощувати міскантус.

Матеріальний баланс і економічна ефективність опалювання соломною і брикетами з міскантуса багатоквартирних житлових будинків. Міскантус – високоросла багаторічна рослина, яка здатна давати врожай біомаси до 50 ц/га . Найбільші затрати при вирощуванні міскантуса припадають на перший рік вирощування, коли потрібно закуповувати ризоми для посадки, обробляти посадки гербіцидами для боротьби з бур'янами (здійснюється також на другий рік культивування). На третій рік вирощування і до ліквідації плантації догляд за нею полягає в підживленні (70 кг/га азоту) і збиранні врожаю. В перший рік вирощування врожайність біомаси невелика (близько четверті від максимальної), на другий рік досягає $\frac{3}{4}$ від максимальної, після цього протягом 7-8 років спостерігається максимальна врожайність, яка з часом поступово знижується. Збирати врожай можна на протязі близько 20 років, поки плантація повністю не виснажиться, після чого вона ліквідується [17, с. 101-113].

В наших розрахунках собівартості вирощування міскантуса плантація експлуатувалась протягом 20 років, причому в перший рік здійснювалась посадка ризом, на другий рік врожайність біомаси становила 16 ц/га , на третій – 34 ц/га , на 4-10 роки – 50 ц/га , 11 рік – 48 ц/га , 12 рік – 46 ц/га , 13 рік – 44 ц/га , 14 рік – 42 ц/га , 15 рік – 40 ц/га , 16 рік – 38 ц/га , 17 рік – 36

ц/га , 18 рік – 34 ц/га , 19 рік – 32 ц/га , 20 рік – 30 ц/га . Всього протягом 19 років збирання врожаю при розрахунку із 100 га зібрано 79000 т міскантуса, або в середньому щорічно $79000/19 = 4158 \text{ т}$. Підживлення здійснювалось аміачною селітрою з нормою внесення $0,203 \text{ т/га}$, обробка гербіцидами – в перші два роки.

Затрати за 20 років вирощування становили 21169462 грн. , собівартість вирощування – $21169462/4158 = 268 \text{ грн./т.}$

Для отримання 4412 т біомаси потрібно мати $4412 \cdot 100/4289 = 103 \text{ га}$ посівів міскантуса.

Міскантус збирається навесні, коли його вологість становить $20-25\%$ [17, с. 109], кормозбиральним комбайном з подрібненням біомаси, яка перевозиться на склад, біля якого встановлюється лінія гранулювання чи брикетування, продуктивність якої при 250 робочий днів в році в 8 годинному робочому дні становить $4171/(250 \cdot 8) \approx 2 \text{ т/год.}$

Лінія гранулювання (брикетування) складається із дробарки попереднього дроблення, системи транспортерів, силосу для накопичення подрібненої сировини, сушарки, трьох грануляторів (брикетувальників) продуктивністю 1 т/год. , просіювача, охолоджувача, пакувальної машини. В якості грануляторів можна використовувати два здвоєні гранулятори конструкції ППІ "Малинська меблева фабрика" продуктивністю по $500+500=1000 \text{ кг/год.}$ Опис складових лінії наведений в [17, с. 202-206]. Загальна потужність обладнання лінії гранулювання становить близько 210 кВт .

Економічна ефективність виробництва паливних гранул (брикетів) із міскантуса наведена в табл. 3.

Таблиця 3. Економічна ефективність виробництва паливних гранул (брикетів) із міскантуса.**Table 3.** Economic efficiency of production of fuel pellets (briquettes) from miscanthus.

Показник	Значення
Загальні капіталовкладення, грн.	9262330
Затрати на амортизацію, грн.	1852466
Затрати на ремонт, грн.	463117
Затрати на електроенергію, грн.	1891461
Затрати на оплату праці, грн.	288000
Затрати на сировину, грн.	1 092 802
Собівартість, грн.	5 587 845
грн./т	1340
Продажна ціна, грн.	1800
Прибуток, грн./рік	2899956
Термін окупності інвестицій, років	3,19

Для опалювання багатоквартирних житлових будинків в господарстві щороку потрібно 1 503 256 кг соломи чи міскантуса, із яких використовується 952136 кг соломи (47% від потреби). Для забезпечення решти 53% потрібно $1503256 \cdot 53/100 = 796726$ кг паливних брикетів із

міскантуса.

Структура собівартості отримання теплової енергії для опалювання багатоквартирних житлових будинків, розміщених на території господарства, наведена в табл. 4.

Таблиця 4. Структура собівартості отримання теплової енергії для опалювання багатоквартирних житлових будинків.**Table 4.** The cost structure of obtaining thermal energy for heating apartment buildings.

Показник	Паливо	
	Солома, брикети із міскантуса	Природний газ
Вартість котла, грн..	1 602 000	—
Загальні капіталовкладення з врахування транспортування та монтажу обладнання, грн.	2 026 530	—
Затрати на амортизацію і ремонт, грн.	259396	—
Затрати на оплату праці, грн.	92 160	92 160
Затрати на паливо, грн.	1 729 408	3 499 609
Собівартість теплової енергії, грн.	2 080 964	3 591 769
грн./Гкал	421,38	1154,45
Вартість теплової енергії в Україні, грн./Гкал	1 318	1 318
Відпускна ціна теплової енергії для населення, грн./Гкал	1 000	1 000
Прибуток	2 857 511	-480 529
Річна економія коштів для населення, грн.	1 568 114	—

При опалюванні адміністративних, виробничих та культурно-побутових споруд котлом на соломі річна економія коштів становить 2 895 906 грн., прибуток від опалювання багатоквартирних житлових будинків соломой і брикетами міскантуса – 2 857 511 грн. Термін окупності котла становитиме $2026530/(2895906+2857511)=0,35$ років.

Матеріальний баланс і економічна ефективність виробництва і реалізації населенню брикетів (гранул) із міскантуса для опалювання індивідуальних житлових будинків. Для опалення індивідуальних житлових будинків населеного пункту господарства потрібно 3 619 804 кг брикетів (гранул) із соломи чи міскантуса або 1 451 908 м³ природного газу. Собівартість брикетів із міскантуса становить 1340 грн./т, тоді як мінімальна ціна таких брикетів на ринку – 2100 грн./т. У випадку продажу господарством населенню брикетів за дещо меншою ціною, порівняно із ринковою, наприклад – 1800 грн./т, прибуток господарства становитиме $(1800-1340) \cdot 3620 = 1 665 200$ грн./рік. При цьому річна

економія коштів населення при відмові від опалювання природним газом і переходу на опалювання брикетами із міскантуса, виробленими в господарстві, при ціні природного газу 12,18 грн./м³ становитиме $(1451908 \cdot 12,18) - (3620 \cdot 1800) = 11 168 239$ грн., а річна економія порівняно із використанням купованих брикетів – $(2100-1800) \cdot 3620 = 1 086 000$ грн.

Схема виробництва і використання твердого біопалива в модельному господарстві і в сільській місцевості наведена на рис. 1.

Отже, прибуток господарства від продажу теплової енергії, гранул чи брикетів населенню, економії природного газу при опалюванні адміністративних, виробничих та культурно-побутових споруд буде становити $1665200 + 2857511 + 2895906 = 7 418 617$ грн./рік.

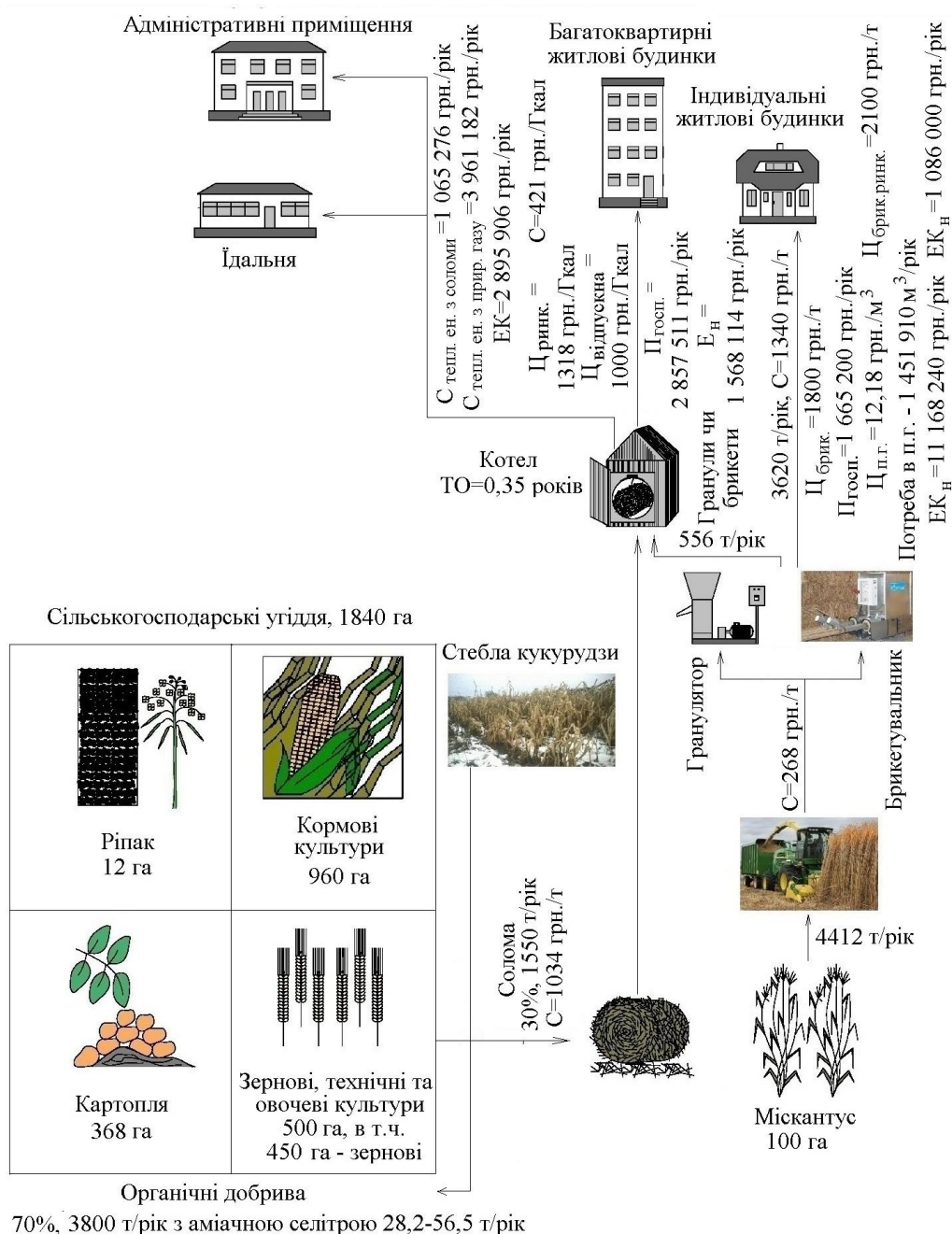


Рис. 1. Схема виробництва і використання твердого біопалива в модельному господарстві і в сільській місцевості.

Fig. 1. Scheme of production and use of solid biofuels in model economy and in rural areas.

Висновки

1. В сільськогосподарських підприємствах після збирання врожаю зернових культур залишається побічна продукція, 30-40% якої можна використовувати для отримання теплової енергії і виробництва паливних гранул, що в господарстві з площею ріллі приблизно 2000 га (із яких половина зайнята під зернові культури) дозволить отримати прибуток від продажу теплової енергії, вироблених паливних гранул чи брикетів населенню, а також економії від заміни природного газу на біопаливо при опалюванні виробничих, адміністративних і культурних споруд, в розмірі майже 7,5 млн. грн./рік.

Список літератури

1. Статистичний щорічник України 2019. Київ: Державна служба статистики України, 2020. 464 с.
2. Ярош С. Я. Солома як альтернативний ресурс української енергетики. Ефективна економіка. 2016. № 1. URL: <http://www.economy.nayka.com.ua/?op=1&z=4743> (дата звернення 22.09.2020).
3. Железна Т. А., Драгнев С. В., Баитовий А. І. Можливості заготівлі агробіомаси та виробництва біопалив з неї комунальними підприємствами в Україні. Теплофізика та теплоенергетика. 2019, Т. 41. № 2. С. 88-96.
4. Гелетуха Г. Г., Железна Т. А. Стан та перспективи розвитку біоенергетики в Україні.

Промислова теплотехніка. 2017. Т. 39. № 2. С. 60-64.

5. Трибой О. В. Оцінка життєвого циклу виробництва теплової енергії з тріски *Miscanthus giganteus* в Україні. Біоенергетика. 2018. №2 (12). С. 22-27.

6. Romaniuk W., Polishchuk V., Marczuk A., Titova L., Rogovskii I., Borek K. Impact of sediment formed in biogas production on productivity of crops and ecologic character of production of onion for chives. *Agricultural Engineering*. Krakow. Poland. 2018. Vol. 22. №1. P. 105-125. <https://doi.org/10.1515/agriceng-2018-0010>.

7. Драгнев С. В., Железна Т. А., Гелетука Г. Г. Можливості заготівлі побічної продукції кукурудзи на зерно для енергетичного використання в Україні. Частина 1. Біоенергетика. 2016. № 1 (7). С. 18-22.

8. Гелетука Г. Г., Железная Т. А., Трибой А. В. Перспективы использования отходов сельского хозяйства для производства энергии в Украине. Часть 1. Промышленная теплотехника. 2014. Т. 36. № 4. С. 36-42.

9. Rogovskii I. L., Polishchuk V. M., Titova L. L., Sivak I. M., Vyhovskiy A. Yu., Drahnev S. V., Voinash S. A. Study of biogas during fermentation of cattle manure using a stimulating additive in form of vegetable oil sediment. *ARNP Journal of Engineering and Applied Sciences*. 2020. Vol. 15. Issue 22 (20th November). P. 2652-2663.

10. Трибой О. В., Драгнев С. В. Як використати малопродуктивні землі для вирощування сталої біосировини для енергетики? Екологія підприємства. 2018. № 7 (72). С. 55-63.

11. Драгнев С. В., Железна Т. А., Гелетука Г. Г. Можливості заготівлі побічної продукції кукурудзи на зерно для енергетичного використання в Україні. Аналітична записка БАУ. Київ. БАУ. 2016. № 16. 52 с.

12. Типовые технологические карты выращивания сельскохозяйственных культур в хозяйствах Киевской области. Киев. Облполиграфиздат. 1986. 222 с.

13. Богатырева Е. Н., Серая Т. М., Бирюкова О. М., Кирдун Т. М., Белявская Ю. А., Торчило М. М. Коэффициенты пересчета зерна и семян в побочную продукцию и содержание основных элементов питания в побочной продукции сельскохозяйственных культур в республике Беларусь. *Почвоведение и агрохимия*. 2016. № 2 (57). С. 78-89.

14. Поліщук В. М., Дубровін В. О., Драгнев С. В., Лободко М. М., Сидорчук О. В., Поліщук О. В. Процеси та апарати біотехнологічних виробництв. Ч. 6. Визначення потреб в біопаливі для опалення, гарячого водопостачання та приготування їжі. Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з дисциплін "Процеси та апарати біотехнологічних виробництв" для студентів сільськогосподарських вищих навчальних закладів 3-4 рівнів акредитації освітньо-кваліфікаційного рівня „Магістр” зі спеціальності 8.10010203 “Механізація сільського господарства”. Київ. АграрМедіаГруп, 2014. 94 с.

15. ГОСТ 5542-87. Газы горючие природные для промышленного и коммунально-бытового назначения. Технические условия. Действителен от 01.01.1988. М.: Изд-во стандартов, 2009. 20 с.

16. Підготовка та впровадження проєктів заміщення природного газу біомасою при виробництві теплової енергії в Україні: практичний посібник. За ред. Г. Гелетуки. Київ. Поліграф плюс. 2015. 72 с.

17. Поліщук В. М., Войтюк В. Д. Процеси, машини та обладнання виробництва твердих і рідких біопалив: монографія. Київ. НУБіП України. 2018. 588 с.

References

1. Statistical Yearbook of Ukraine 2019. (2020). Kyiv, Ukraine: State Statistics Service of Ukraine. 464.

2. Yarosh S. Ya. (2016). Straw as an alternative resource for Ukrainian energy. *Effective economy*. URL: <http://www.economy.nayka.com.ua/?op=1&z=4743> (access date: 05.01.2021).

3. Zheluzna T. A., Dragnev S. V., Bashtoviy A. I. (2019). Possibilities for procurement of agricultural production and production of biofuel from some communal enterprises in Ukraine. *Thermal physics and thermal energy*. 41(2). 88-96.

4. Geletukha G. G., Zheluzna T. A. (2017). Status and prospects of bioenergy development in Ukraine. *Industrial heat engineering*. 39(2). 60-64.

5. Tribay O. V. (2018). Life cycle assessment of thermal energy production from *Miscanthus giganteus* cod in Ukraine. *Bioenergy*. 2(12). 22-27.

6. Romaniuk W., Polishchuk V., Marczuk A., Titova L., Rogovskii I., Borek K. (2018). Impact of sediment formed in biogas production on productivity of crops and ecologic character of production of onion for chives. *Agricultural Engineering*. Krakow. Poland. 22(1). 105-125. <https://doi.org/10.1515/agriceng-2018-0010>.

7. Dragnev S. V., Zhelezna T. A., Geletukha G. G. (2016). Possibilities of harvesting corn by-products for grain for energy use in Ukraine. Part 1. *Bioenergy*. 1(7). 18-22.

8. Geletukha G. G., Zheleznaya T. A., Tribay A. V. (2014). Prospects for the use of agricultural waste for energy production in Ukraine. Part 1. *Industrial heat engineering*. 36(4). 36-42.

9. Rogovskii I. L., Polishchuk V. M., Titova L. L., Sivak I. M., Vyhovskiy A. Yu., Drahnev S. V., Voinash S. A. (2020). Study of biogas during fermentation of cattle manure using a stimulating additive in form of vegetable oil sediment. *ARNP Journal of Engineering and Applied Sciences*. 15(22). 2652-2663.

10. Tribay O. V., Dragnev S. V. (2018). How to use unproductive lands for growing sustainable bio raw materials for energy? *Ecology of the enterprise*. 7(72). 55-63.

11. Dragnev S. V., Zhelezna T. A., Geletukha G. G. (2016). Possibilities of harvesting corn by-products for grain for energy use in Ukraine: an analytical note of UAB №16. Kyiv, Ukraine: UAB. 52.

12. Typical technological maps of growing crops in the farms of the Kyiv region. (1986). Kyiv, Ukraine: Oblpoligrafizdat. 222.

13. Bogatyreva E. N., Seraya T. M., Biryukova O. M., Kirdun T. M., Belyavskaya Yu. A., Torchilo M. M. (2016).

Coefficients of conversion of grain and seeds into by-products and the content of basic nutrients in the by-product products of agricultural crops in the Republic of Belarus. Soil science and agrochemistry. 2(57). 78-89.

14. Polishchuk V. M., Dubrovin V. O., Dragnev S. V., Lobodko M. M., Sidorchuk O. V., Polishchuk O. V. (2014). Processes and devices of biotechnological productions. Part 6. Determination of biofuel needs for heating, hot water supply and cooking. Methodical instructions for laboratory work in the disciplines "Processes and apparatus of biotechnological productions" for students of agricultural universities of 3-4 levels of accreditation of educational qualification level "Master" in the specialty 8.10010203 "Mechanization of agriculture". Kyiv, Ukraine: AgrarMediaGroup. 94.

15. Combustible natural gases for industrial and household purposes. Technical conditions. (2009). GOST 5542-87 from 1d January 1988. Moscow: Publishing house of standards. 20.

16. Geletukha G. (2015). Preparation and implementation of projects to replace natural gas with biomass in thermal energy production in Ukraine: a practical guide. Kyiv, Ukraine: Polygraph Plus, 72.

17. Polishchuk V. M., Voytiuk V. D. (2018). Processes, machines and equipment for production of solid and liquid biofuels: monograph. Kyiv, Ukraine: NULES of Ukraine. 588.

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРОИЗВОДСТВА И ПРИМЕНЕНИЯ ТВЕРДОГО БИОТОПЛИВА В СЕЛЬСКОЙ МЕСТНОСТИ

В. Н. Поліщук, Д. А. Дерев'янка, Є. А. Дворник

Аннотация. В сельском хозяйстве Украины продукция растениеводства составляет более 79%, из которых более половины приходится на зерновые, зернобобовые и технические культуры. Значительное количество побочной продукции припахивается для использования в качестве органических удобрений, определенное количество сжигается на полях, что приносит вред окружающей среде и снижает плодородие почвы, и лишь 2-3% используется для энергетических нужд. Вместе с тем, использование побочной продукции растениеводства в качестве органических удобрений предусматривает внесение в почву азотных минеральных удобрений, поскольку в процессе биodeградации растительных остатков из почвы отбирается значительное количество азота. Кроме того, растительные остатки для ускорения их биodeградации не рекомендуется глубоко запахивать. Однако от 30% (соломы) до 40% (стеблей кукурузы) этих растительных остатков без ущерба плодородия почвы можно использовать в качестве биотоплива, которое, однако, в отличие от древесины, имеет большую зольность, и повышенное содержание хлора и щелочных металлов, который можно существенно снизить в результате длительного хранения соломы под открытым небом. Кроме того, солома имеет низкую температуру плавления, в результате чего ее рекомендуется сжигать только в бесколосниковой топке. Однако, несмотря на указанные недостатки, вследствие использования побочной продукции растениеводства в качестве топлива можно получить

прибыль от продажи населению тепловой энергии, произведенных топливных гранул или брикетов, а также экономии от замены природного газа на биотопливо при отоплении производственных, административных и культурных-бытовых сооружений. Для хозяйства с площадью пашни примерно 2000 га, из которых половина занята под зерновые культуры, экономия средств и прибыль может составить около 7,5 млн. грн./год.

Ключевые слова: солома, стебли кукурузы, твердое биотопливо, топливные гранулы и брикеты, котел, сжигание, экономическая эффективность, себестоимость.

EFFICIENCY OF PRODUCTION AND APPLICATION OF SOLID FUELS IN RURAL AREAS

V. M. Polishchuk, D. A. Derevianko, Ye. O. Dvornyk

Abstract. In agriculture of Ukraine, crop production is over 79%, of which more than half is accounted for by cereals, legumes and industrial crops. A significant amount of by-products is prioritized for use as organic fertilizers, a certain amount is burned in the fields, which harms the environment and reduces soil fertility, and only 2-3% is used for energy needs. At the same time, the use of crop by-products as organic fertilizers involves the application of nitrogen fertilizers to the soil, because in the process of biodegradation of plant residues a significant amount of nitrogen is removed from the soil. In addition, plant residues are not recommended to be deeply plowed to accelerate their biodegradation. However, from 30% (straw) to 40% (corn stalks) of these plant residues without compromising soil fertility can be used as biofuel, which, however, unlike wood, has a higher ash content and high chlorine and alkali metals, which can be significantly reduce due to prolonged storage of straw in the open air. In addition, straw has a low melting point, so it is recommended to burn it only in a grate. However, despite these shortcomings, the use of crop by-products as fuel can generate profits from the sale of thermal energy, fuel pellets or briquettes, as well as savings from replacing natural gas with biofuel when heating industrial, administrative and cultural facilities. For a farm with an area of approximately 2000 hectares, half of which is used for grain crops, savings and profits can amount to almost 7.5 million UAH/year.

Key words: straw, corn stalks, solid biofuels, fuel pellets and briquettes, boiler, combustion, economic efficiency, cost.

В. М. Поліщук ORCID 0000-0002-9654-9051.

Д. А. Дерев'янка ORCID 0000-0001-8487-2153.

Є. О. Дворник ORCID 0000-0003-4904-1076.

УДК 621.171:633

АНАЛІЗ ПРОПУСКНОЇ ЗДАТНОСТІ ЗБИРАЛЬНО-ТРАНСПОРТНОГО КОМПЛЕКСУ МАШИН ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА БУРЯКІВ ЦУКРОВИХ

С. Г. Фришев¹, М. П. Волоха², М. І. Ікальчик¹

¹Відокремлений підрозділ Національного університету біоресурсів і природокористування України
«Ніжинський агротехнічний інститут», Україна.

²Інститут біоенергетичних культур і цукрових буряків НААН, Україна.

Стаття зі спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: fryshev@outlook.com.

Історія статті: отримано – листопад 2020, акцептовано – грудень 2020.

Бібл. 7, рис. 1, табл. 1.

Анотація. У статті наведено методику аналізу пропускної здатності збирально-транспортного комплексу (ЗТК) для буряків цукрових, яка спрямована на пошук шляхів раціонального використання ресурсу машин в технологічному комплексі.

Розглянуто перевантажувальний спосіб транспортування врожаю буряків, особливістю якого є гнучкість, адаптивність до погодно-кліматичних та господарських умов під час збирання. При сприятливих погодних умовах і наявності достатньої кількості автотранспортних засобів (АТЗ) буряки, які вивезені від комбайна з поля тракторним напівприцепом (НП), перевантажуються у великовантажні АТЗ, що знаходяться на дорозі з краю поля, та перевозяться на цукровий завод. У випадку зміни умов (в дощову погоду, при переувлажненому ґрунті або при недостатній кількості АТЗ) в комплекс машин додається навантажувач-очищувач і робота комплексу переходить на перевалочний або потоково-перевалочний спосіб.

Збирання та транспортування буряків розглянуто як роботу технологічного ланцюга, який складається з трьох ланок: «поле – бурякозбиральний комбайн (БК)», «БК – НП», «НП – АТЗ». Основні кроки аналізу пропускної здатності – це визначення пропускної здатності першої, другої і третьої ланок, їх зіставлення та наступний вибір та аналіз альтернативних варіантів, що дозволяють подолати можливу суттєву різницю між їх значеннями. Проаналізована можливість зменшення пропускної здатності третьої ланки до гранично можливої – пропускної здатності першої ланки за рахунок зменшення на певну кількість автомобілів на перевезенні буряків з одночасним збільшенням їх технічної швидкості руху.

Наведений приклад розрахунку кількості одиниць техніки у збирально-транспортному комплексі відповідно до розробленої методики доводить її дієвості і переваги.

Проведений аналіз пропускної здатності ЗТК показує шляхи удосконалення параметрів

транспортного процесу в технологічному комплексі збирально-транспортних робіт.

Ключові слова: буряки цукрові, збирання, транспортування, збирально-транспортний комплекс, бункерний комбайн, автомобільний транспортний засіб, продуктивність.

Постановка проблеми

Буряки цукрові збирають та перевозяться потоковим, перевалочним, потоково-перевалочним та перевантажувальним способами. Вибір способу залежить від особливостей ґрунтово-кліматичних зон бурякосіяння та від способу транспортування коренеплодів на завод.

При потоковому збиранні, характерному для зон нестійкого зволоження, де спостерігається чергування посушливих і помірно зволжених років, викопані комбайнами чи коренезбиральними машинами коренеплоди навантажуються у транспортні засоби, що рухаються поруч, і доставляються на бурякозбиральні пункти заводів. Такий спосіб забезпечує мінімальні затрати праці і коштів, менші втрати урожаю, вищу технологічну якість доставленої на бурякоприймальні пункти заводів цукросировини, а головне, підвищення валового збору коренеплодів за рахунок безпосереднього транспортування їх на цукрові заводи та уникнення тимчасового зберігання у польових кагатах.

За перевалочного способу, який застосовується переважно в зонах достатнього зволоження, коренеплоди навантажуються в транспортні засоби з-під бурякозбиральних машин і доставляються в польові кагати для тимчасового зберігання та подальшого очищення і перевезення на бурякозбиральні пункти заводів. Такий спосіб застосовується також в разі обмежено-дозованого приймання сировини заводами, що практикується останнім часом заводами, особливо в західноєвропейських країнах.

Потоково-перевалочний спосіб збирання буряків поєднує потоковий та перевалочний способи.

Важливим напрямком підвищення ефективності збирально-транспортних процесів для буряків цукрових є застосування потужних збиральних комбайнів з великою місткістю бункерів в поєднанні з великовантажними спеціалізованими тракторними напівпричепами-перевантажувачами та потужною вантажно-очисною технікою, які забезпечують перевантажувальний спосіб або перевалочний його варіант. Цей напрямок необхідно розглядати в тісному взаємозв'язку з проблемою зменшення ущільнення ґрунту під час транспортування коренеплодів з поля.

Пропонований аналіз пропускної здатності збирально-транспортного комплексу (ЗТК) машин для цукрових буряків спрямований на пошук шляхів раціонального використання ресурсу машин в технологічному комплексі збирально-транспортних робіт з урахуванням детермінованого підходу.

Аналіз останніх досліджень

Вперше в Україні перевантажувальний варіант збирально-транспортної технології для цукрових буряків був запропонований у Всесоюзному НДІ цукрових буряків (м. Київ) в 70-х роках минулого століття [1,2]. Але його виробниче впровадження на той час ускладнювалось відсутністю розробок як причепів, так і збиральних комбайнів достатньо високого технічного рівня.

Нині, коли у країнах ЄС з'явилися досконаліші бурякозбиральні комбайни (БК) з бункерами великої місткості – 40 м³ (комбайни фірми ROPA, Vervaet Beet Eater 625 та ін.) чи навіть 50 м³, як у 12- рядного комбайна Agrifac HEXA 12, і причепи-перевантажувачі RUHNAWE місткістю 40 м³ в агрегаті з трактором John Deere 8400, а в Україні - напівпричепи ТЗП-27 «Атлант» та ін.), реальним є впровадження у виробництво потоково-перевантажувальної технології збирання.

Мета досліджень

Мета дослідження полягає у пошуку шляхів раціонального використання ресурсу машин у технологічному збирально-транспортному комплексі для виробництва буряків цукрових

Результати досліджень

За оцінкою науковців Інституту біоенергетичних культур і цукрових буряків НААН України найбільш ефективним способом вивезення буряків цукрових з поля на приймальний пункт заводу є потоковий за умови застосування автопоїздів у складі великовантажних автомобілів (АМ) та причепів. Але такий спосіб має наступні суттєві недоліки:

- для ефективної роботи бурякозбиральних комбайнів (БК) без зупинок і з урахуванням великої відстані перевезення до цукрових заводів потрібна

одночасно значна кількість автомобільних транспортних засобів (АТЗ), в той же час у зв'язку із значними коливаннями часу обороту АТЗ простої БК в очікуванні транспорту сягають 20% [3]; перечіплення причепів потребує додаткових трудовитрат;

- на перезволожених ґрунтах неможлива робота АТЗ в полі, що призводить до простоїв БК;

- великовантажні АТЗ значно ущільнюють ґрунт, що спричиняє його деградацію і, як наслідок, потребує додаткових витрат на рихлення;

- з полів у вигляді вороху коренеплодів вивозиться значна кількість родючого ґрунту.

Перші два недоліки призводять до зниження продуктивності як БК так і АТЗ, затягування агротехнічних термінів збирання та втрат урожаю.

Еволюція розвитку БК відбувалася в напрямку обладнання їх спочатку бункерами-компенсаторами місткістю 1,5-3,5 т, а потім, із збільшенням потужності двигунів до 250-300 кВт, місткість бункера збільшували поетапно від 10-12 т до 15-18 та 20-25 т. Відповідно, за показником вантажопідйомності значно зростав і транспортний парк, який збагачувався спеціалізованою технікою.

Як показує досвід країн ЄС застосування на перевезенні буряків від БК за перевантажувального способу транспортування значною мірою ліквідує вказані вище недоліки. Основою такого способу є впровадження високопродуктивних ЗТК, до складу яких входить, наприклад, комбайн SF-10 Franz Kleine або «Холмер», спеціалізований НП ТЗП-27 з трактором потужністю 150-200 к.с., обладнаним широкопрофільними шинами низького тиску, навантажувач-очищувач та великовантажні АТЗ. Це дає також змогу значно зменшити ущільнення ґрунту через виключення відвозу буряків від комбайнів великовантажними АТЗ. БК працює без зупинок, навантажуючи буряки у НП, що рухається поруч, з можливістю накопичення буряка в бункері при заміні НП для подальшого перевантаження у великовантажний автомобіль або у кагати. Використання великої місткості бункера дозволяє комбайну робити довгі робочі проходи, здатні перекривати тим самим можливі транспортні затримки. НП працює як мобільний компенсатор.

Не менш важливою перевагою НП перед вантажівкою є зменшення впливу на ґрунт, адже при в'їзді вантажівки на поле відбувається високий тиск на ґрунт, що негативно позначається на подальшій врожайності вирощуваних культур. Якщо питомий тиск трактора, НП чи комбайна завдяки широкопрофільним шинам наближається до нормативних вимог, то у вантажівки цей показник в рази перевищує допустиму норму, а в дощову погоду вантажівки взагалі непрацездатні в полі.

В Україні на заводі Кобзаренка розпочато виробництво універсальних зсувних напівпричепів серії «Атлант»: ТЗП-27 вантажопідйомністю 20 т та об'ємом 32 м³; ТЗП-39 вантажопідйомністю 30 т та об'ємом 40 м³. Конструкція «Атланта» передбачає його універсальне застосування шляхом встановлення на напівпричіп змінного гноєрозкидаючого механізму або перевантажувального шнека для зерна, що дає можливість його використання як мобільного

компенсатора під час збирання урожаю цукрових буряків або зерна. Технічна характеристика напівпричепів дана в таблиці 1.

Таблиця 1. Технічна характеристика напівпричепів «Атлант».

Table 1. Technical characteristics of the Atlant semi-trailer.

Показники	ТЗП-39	ТЗП-27
Вантажопідйомність, кг	30 000	20 000
Об'єм, м ³	40,0	32
Об'єм з нашивками, м ³	48,4	
Необхідна потужність трактора, к. с.	250-300	220-250
Вісі, шт	3	2

Особливістю перевантажувального способу транспортування врожаю буряків є гнучкість, адаптивність до погодно-кліматичних та господарських умов під час збирання. При сприятливих погодних умовах і достатній кількості АТЗ ЗТК здійснює потоково-перевантажувальний спосіб перевезення. Буряки, які вивезені з поля напівпричепом, перевантажуються у великовантажні АТЗ, що знаходяться на дорозі на краю поля, та перевозяться на цукровий завод.

У випадку зміни умов (в дощову погоду, при перезволоженому ґрунті або за недостатньої кількості АТЗ) в комплекс машин додається навантажувач-очишувач і робота комплексу переходить у перевалочний спосіб перевезення. НП розвантажує продукцію в кагати на краю поля, звідки вона після просихання завантажується з одночасним очищенням в АТЗ, або частина буряків відразу перевантажується в АТЗ для перевезення. Створений на перевалочних майданчиках запас коренеплодів дозволяє більш раціонально і продуктивніше використовувати автомобільний транспорт на вивезенні буряків протягом доби.

Доставляти коренеплоди на цукровий завод можна сучасними окремими великовантажними автомобілями і автопоїздами КрАЗ-6230С4-330+КрАЗ А261С3, КамАЗ-45143+СЗАП 8357 або МАЗ-650108+МАЗ-856103.

Розглянемо збирання та транспортування буряків як роботу технологічного ланцюга, який складається з трьох ланок: «поле – БК», «БК – НП», «НП – АТЗ».

Умовою безперервної роботи ЗТК є баланс часу, коли кожний напівпричеп обслуговує один БК. Тоді кількість НП, які обслуговують групу БК, визначаємо як

$$n_H = m_K, \text{ од.}, \quad (1)$$

де n_H та m_K – кількість відповідно НП та БК в ЗТК.

Для цього тривалість робочого циклу НП ($t_{цн}$) – від моменту часу завершення його завантаження БК до моменту повернення після розвантаження (в АТЗ або в бурти на поле) до БК для чергового завантаження повинна бути менша або дорівнювати часу завантаження бункера комбайна (t_B). Ця умова визначається виразом:

$$t_{цн} \leq t_B, \quad (2)$$

$$\text{де } t_{цн} = t_{рвх} + \frac{K_M q_B (1 + \frac{W_{KP}}{W_{БК}})}{W_{НП}} \text{ год.} \quad (3)$$

$$t_B = \frac{q_B}{W_{KP}} \text{ год.}, \quad (4)$$

де $W_{НП}$ – продуктивність вивантажувального транспортера напівпричепи;

K_M – коефіцієнт, який враховує додатковий час на маневрування НП під час завантаження АТЗ ($K_M=1,5$);

q_B – маса буряка, яка міститься у бункері БК, т.;

W_{KP} – продуктивність БК за годину основного часу;

$W_{БК}$ – продуктивність вивантажувального транспортера БК.

$t_{рвх}$ – тривалість перебування НП у полі за робочий цикл (їздки), яка містить час переїзду та завантаження від БК. Згідно експериментальних даних [4, 5] $t_{рвх} = 0,07 \text{ год.}$

З урахуванням одержаних значень (3) і (4) умова безперервної роботи ЗТК має такий вигляд:

$$t_{рвх} + \frac{K_M q_B (1 + \frac{W_{KP}}{W_{БК}})}{W_{НП}} \leq \frac{q_B}{W_{KP}} \quad (5)$$

Пропускна здатність першої ланки технологічного ланцюга «поле – бурякозбиральний комбайн» це найбільша кількість бункерів буряків, які можуть бути зібрані комбайнами ЗТК за основний час робочого дня і визначається як

$$N_1 = \frac{m_K T_P}{t_{ц}} \text{ бунк./р. д.}, \quad (6)$$

де m_K – кількість комбайнів комплексу;

T_P – основний час робочого дня БК, який залежить від організації взаємодії роботи машин;

$$T_P = T_{зм} K_{зм} \tau,$$

де $\tau = 0,81$ – коефіцієнт використання часу зміни [6],

$T_{зм}$ – тривалість зміни;

$K_{зм}$ – коефіцієнт змінності (1,5 - 2,0), який показує кількість змін ($T_{зм} = 7 \text{ год.}$), що працює комбайн за робочий день (добу);

$t_{ц}$ – тривалість робочого циклу БК, який враховує час заповнення і розвантаження бункера на ходу комбайна, а також тривалість холостих ходів на поворотах, яка припадає на 1 цикл роботи комбайна [6]:

$$t_{ц} = 1,1 [q_B (1 + \frac{W_{KP}}{W_{БК}}) / W_{KP}] \text{ год.} \quad (7)$$

Пропускна здатність другої ланки «БК – НП» це найбільша кількість бункерів буряків комбайнів, які можуть бути перевезені НП за основний час робочого дня. Вона визначається як:

$$N_2 = \frac{n_H T_P}{t_{цн} \rho} \text{ бунк. / р.д.}, \quad (8)$$

де n_H – кількість НП в ЗТК, од.

ρ – кількість бункерів БК, які вивантажуються в НП, дорівнює 1.

Вантажопідйомність НП з урахуванням технічних показників сучасних БК визначається як:

$$q_{НП} = q_B \left(1 + \frac{W_{KP}}{W_{БК}}\right) = 1,08q_B \text{ т.} \quad (9)$$

Пропускна здатність третьої ланки «НП – АТЗ» це найбільша кількість бункерів буряків комбайнів, які можуть бути перевезені автомобілями за основний час робочого дня і визначається як:

$$N_3 = \frac{n_A T_P}{t_{ЦА}}, \text{ бунк / р.д.} \quad (10)$$

де n_A – кількість автотранспортних засобів або груп АТЗ для перевезення буряків визначається як [7]:

$$n_A = \frac{n_{НП} t_{ЦА}}{t_{НП} \rho} \text{ од.}, \quad (11)$$

де $t_{НП}$ – час заповнення НП буряками і його розвантаження:

$$t_{НП} = 1,08q_B \left(\frac{1}{W_{БК}} + \frac{K_M}{W_{НП}}\right) \text{ год.}, \quad (12)$$

де $t_{ЦА}$ – тривалість обороту АТЗ:

$$t_{ЦА} = \frac{K_M \cdot q_{НП}}{W_{НП}} + \frac{2l_{ij}}{v_T} + t_{АВІВ} \text{ год.}, \quad (13)$$

де $t_{АВІВ}$ – тривалість перебування АТЗ в пункті розвантаження;

l_{ij} — відстань перевезення буряків з поля (пункт і) в пункт розвантаження (пункт j);

v_T , км/год – середня технічна швидкість автомобіля на шляху від поля в пункт розвантаження та назад.

Загальну пропускну здатність технологічного ланцюга ЗТК під час застосування перевантажувальної технології визначає та обмежує перша ланка. В той же час пропускну здатність інших ланок може бути суттєво (надмірно) більшою (рис. 1).

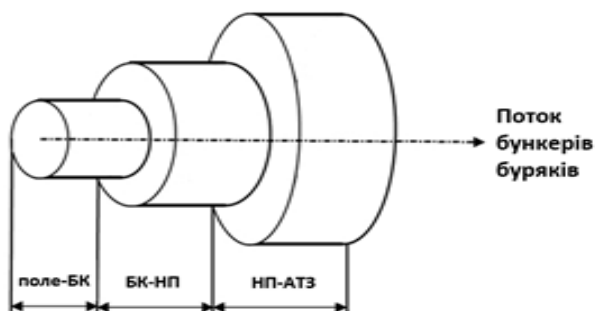


Рис. 1. Пропускна здатність 3-х окремих ланок ЗТК: «Поле – БК»; «БК – НП»; «НП – АТЗ».

Fig. 1. The capacity of three separate parts of ZTK: "Field – BC"; "BC – NP"; "NP – ATZ".

Якщо це так, то ланцюг працює з максимальною продуктивністю, але пропускну здатність другої або третьої ланки залишається частково невикористаною. Пропускна здатність це ресурс, який у такому випадку повністю невикористаний. Рациональне використання ресурсу (машин ЗТК) визначає підвищення ефективності технологій. Суттєва (надмірна) різниця в пропускну здатності окремої ланки в порівнянні з попередньою це така різниця, зменшення якої дозволяє зменшити кількість машин ЗТК за рахунок раціональної зміни певних параметрів технологічних процесів.

Основні кроки аналізу пропускну здатності – це зіставлення пропускну здатності першої, другої і третьої ланок, та наступний вибір та аналіз альтернативних варіантів, що дозволяють подолати можливу суттєву різницю між їх значеннями. Ці кроки можна сформулювати в наступному вигляді:

1) визначити пропускну здатність окремих ланок та порівняти їх значення між собою;

2) проаналізувати можливість зменшення, а в окремих випадках і збільшення пропускну здатності другої та третьої ланки до гранично можливої – пропускну здатності першої або другої ланки при зменшенні (в окремих випадках при збільшенні) на одну або декілька одиниць транспортних засобів на перевезенні буряків за рахунок зміни тривалості обороту АТЗ;

3) запропонувати альтернативний варіант робочих параметрів певної ланки, який дозволяє усунути суттєву різницю її пропускну здатності з попередньою.

Отримані аналітичні залежності та експериментальні дані дають змогу розрахувати раціональні значення пропускну здатності окремих ланок перевантажувального технологічного ланцюга та при необхідності удосконалити раціональний склад ЗТК.

Необхідною умовою ефективної роботи ЗТК для перевантажувальної технології є виконання умови, при якій забезпечується максимальна пропускну здатність першої ланки «поле – бурякозбиральний комбайн», і не гальмується її робота з боку другої, а також з боку третьої ланки, що відображається наступними виразами:

$$N_1 \leq N_2, \quad (14)$$

$$N_1 \leq N_3, \quad (15)$$

Таким чином відсутність гальмування роботи першої головної ланки досягається раціональним режимом взаємодії першої і другої ланок, першої і третьої ланок.

Розглянемо варіант, коли пропускну здатність третьої ланки «НП – АТЗ» суттєво перебільшує пропускну здатність другої ланки. Проаналізуємо можливість зменшення пропускну здатності третьої ланки до гранично можливої – пропускну здатності першої ланки за рахунок зменшення на певну кількість автомобілів на перевезенні буряків. Для аналізу приймаємо умову граничну пропускну здатності для третьої ланки як

$$N_3^* = N_1, \quad (16)$$

де N_3^* – пропускна здатність третьої ланки зі зменшенням кількості АТЗ на Δn_A до $n_A^* = n_A - \Delta n_A$ та відповідним зменшенням тривалості циклового часу на Δt_A :

$$\Delta t_A = \frac{T_P \Delta n_A}{N_1} \text{ год.} \quad (17)$$

Зменшення кількості АТЗ на Δn_A потребує підвищення швидкості АТЗ до:

$$v_{T1} = \frac{2l_{ij}}{2l_{ij} / v_T - \Delta t_A} \quad (18)$$

Іншим варіантом зменшення тривалості обороту АТЗ може бути зменшення часу на завантаження та розвантаження АТЗ.

Приклад. Провести аналіз пропускної здатності окремих ланок технологічного ланцюга, який містить 1) три БК марки «Холмер», з техніко-експлуатаційними показниками: $W_{KP} = 125$ т/год., $q_B = 20$ т, $W_{BK} = 1600$ т/год. коефіцієнт використання часу зміни $\tau = 0,81$; 2) тракторні НП марки ТЗП-27, «Атлант» з трактором потужністю 220-250 к. с. та продуктивністю вивантажувального транспортера $W_{НП} = 600$ т/год., $q_{НП} = 20$ т; 3) АТЗ. Умови роботи: відстань перевезень буряків $l_{ij} = 15$ км, $v_T = 40$ км/год., час зміни $T_{3M} = 7$ год., $K_{3M} = 2,0$.

Рішення. Перевіряємо умову безперервної роботи ЗТК, яка має такий вигляд:

$$t_{PVX} + \frac{K_M q_B (1 + \frac{W_{KP}}{W_{BK}})}{W_{НП}} \leq \frac{q_B}{W_{KP}}$$

$$t_{PVX} + \frac{K_M q_B (1 + \frac{W_{KP}}{W_{BK}})}{W_{НП}} = 0,12 \text{ год}$$

$$\frac{q_B}{W_{KP}} = \frac{20}{125} = 0,16 \text{ год}$$

Тобто, необхідна умова виконується: $0,12 \text{ год} < 0,16 \text{ год}$.

Проводимо аналіз пропускної здатності окремих ланок.

1. Пропускна здатність першої ланки «поле-ЗК» визначається як

$$N_1 = \frac{m_K T_P}{t_{ц}} = \frac{3 \cdot 11,3}{0,19} = 178 \text{ бунк / п.д.},$$

де T_P – розрахунковий основний час робочого дня, який залежить від організації взаємодії роботи машин і визначається як

$$T_P = \tau_{3M} K_{3M} T_{3M} = 0,81 \cdot 2 \cdot 7 = 11,3 \text{ год.}$$

Тривалість робочого циклу БК:

$$t_{ц} = 1,1 [q_B (1 + \frac{W_{KP}}{W_{BK}}) / W_{KP}] = 1,1 [20 (1 + \frac{125}{1600}) / 125] = 0,19 \text{ год.}$$

2. Пропускна здатність другої ланки «БК – НП» знаходиться як

$$N_2 = \frac{n_H T_P}{t_{цH} \rho} = \frac{3 \cdot 11,3}{0,12 \cdot 1} = 282 \text{ бунк / п.д.},$$

де

$$t_{цH} = 0,07 + \frac{K_M q_B (1 + \frac{W_{KP}}{W_{BK}})}{W_{НП}} = 0,07 + \frac{1,5 \cdot 20 (1 + \frac{125}{1600})}{600} = 0,12 \text{ год}$$

3. Пропускна здатність третьої ланки «НП-АТЗ» дорівнює:

$$N_3 = \frac{n_A T_P}{t_{цA}} = \frac{23 \cdot 11,3}{0,9} = 288 \text{ бунк / п.д.}$$

Кількість автомобілів або груп АТЗ для перевезення зерна визначиться як:

$$n_A = \frac{n_H t_{цA}}{t_{цH} \rho} = \frac{3 \cdot 0,9}{0,12 \cdot 1} = 23 \text{ од.},$$

де тривалість обороту АТЗ:

$$t_{цA} = \frac{K_M \cdot q_{НП}}{W_{НП}} + \frac{2l_{ij}}{v_T} + t_{АВІВ} = \frac{1,5 \cdot 20}{600} + \frac{2 \cdot 15}{40} + 0,1 = 0,9 \text{ год.}$$

Отримані дані свідчать, що ЗТК забезпечує максимальну пропускну здатність першої ланки «поле – БК», оскільки відсутнє гальмування її роботи збоку другої та третьої ланок:

$$N_1 = 178 < N_2 = 282 \text{ бунк. / п.д.}$$

$$N_1 = 178 < N_3 = 288 \text{ бунк. / п.д.}$$

Пропускна здатність третьої ланки «НП – АТЗ» перебільшує пропускну здатність першої ланки, тому проаналізуємо альтернативний варіант перевезення із зменшенням кількості АТЗ на $\Delta n_A = 3$ од. до $n_{A1} = 20$ од. з одночасним зменшенням тривалості обороту (робочого циклу) автомобіля шляхом збільшення швидкості руху АТЗ.

Для аналізу приймаємо умову граничну пропускної здатності для третьої ланки як:

$$N_3^* = N_1 = 178 \text{ бунк / п.д.},$$

де N_3^* – пропускна здатність третьої ланки зі зменшенням кількості АТЗ на n_{3MDO} $\Delta n_A = n_A - n_{3M}$ та відповідним зменшенням тривалості циклового часу на Δt_A :

$$\Delta t_A = \frac{T_P \Delta n_A}{N_1} = \frac{11,3 \cdot \Delta n_A}{178} = 0,0635 \Delta n_A \text{ год.}$$

Зменшення АТЗ на 3 од. $\Delta n_A = 3$ потребує підвищення швидкості АТЗ до:

$$v_{T1} = \frac{2l_{ij}}{2l_{ij} / v_T - \Delta t_A} = \frac{2 \cdot 15}{2 \cdot 15 / 40 - 0,0635 \cdot 3} = 53,5 \text{ км / год}$$

Менша кількість АТЗ (20 од. замість 23 од.) забезпечить необхідну пропускну здатність третьої ланки «НП – АТЗ». В показаному прикладі раціональний альтернативний ЗТК містить 3 од. БК, 3 од. НП з тракторами і 20 од. АТЗ.

Висновки

1. Розроблена методика аналізу пропускної здатності збирально-транспортного комплексу для цукрових буряків, яка спрямована на пошук шляхів раціонального використання ресурсу машин в технологічному комплексі.

2. Проведений аналіз пропускної здатності збирально-транспортного комплексу з БК показує шляхи удосконалення параметрів транспортного процесу в технологічному комплексі збирально-транспортних робіт.

Список літератури

1. Волоха М. П. Моделирование механизированных технологических процессов выращивания и сбора буряков цукрових: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.11. НУБіП України. Київ, 2020. 343 с.

2. Шаар Д., Дрегер Д., Каленська С. Цукрові буряки (виращування, збирання, зберігання). Київ. ННЦ «ІАЕ». 2005. 340 с.

3. Измайлов А. Ю. Технологии и технические решения по повышению эффективности транспортных систем АПК. Москва. ФГНУ «Росинформагротех». 2007. 200 с.

4. Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Haponenko O. I., Ohienko M. M., Kulik V. P. Engineering management of tillage equipment with concave disk spring shanks. INMATEH. Agricultural Engineering. 2020. Bucharest. Vol. 60. No 1. P. 45-52. doi: 10.35633/INMATEH-60-05.

5. Zagurskiy O., Ohienko M., Pokusa T., Zagurska S., Pokusa F., Titova L., Rogovskii I. Study of efficiency of transport processes of supply chains management under uncertainty. Monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 2020. 162 p.

6. Фришев С. Г., Козупиця С. І. Розробка ефективних технологій транспортування зерна від комбайнів: монографія. Київ. НУБіП України. 2015. 224 с.

7. Греchkosiy B. D., Voytyuk V. D., Shatrov R. V. Проектирование технологических процессов у растений: навчальний посібник. Київ. НУБіП України. 2014. 392 с.

References

1. Volokha M. P. (2020). Modeling of mechanized technological processes of planting and picking up beet: dis. ... Doctor Tech. Sciences: 05.05.11. NULES of Ukraine. Kyiv. 343.

2. Shaar D., Dreger D., Kalenska S. (2005). Sugar beets (growing, harvesting, storage). Kyiv. NNC «IAE». 340.

3. Izmailov A. Yu. (2007). Technologies and technical solutions to improve the efficiency of transport systems of the agro-industrial complex. Moscow. FGNU "Rosinformagrotech". 200.

4. Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Haponenko O. I., Ohienko M. M., Kulik V. P. (2020).

Engineering management of tillage equipment with concave disk spring shanks. INMATEH. Agricultural Engineering. 60(1). 45-52. doi: 10.35633/INMATEH-60-05.

5. Zagurskiy O., Ohienko M., Pokusa T., Zagurska S., Pokusa F., Titova L., Rogovskii I. (2020). Study of efficiency of transport processes of supply chains management under uncertainty. Monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 162.

6. Frishev S. G., Kozupitsya S. I. (2015). Development of efficient technologies for transporting grain from harvesters. Monograph. Kyiv. 224.

7. Grechkosiy V. D., Voytyuk V. D., Shatrov R. V. (2015). Design of technological processes in crop production: a textbook. Kyiv. 392.

АНАЛИЗ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ УБОРОЧНО-ТРАНСПОРТНОГО КОМПЛЕКСА МАШИН ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА САХАРНОЙ СВЕКЛЫ

С. Г. Фришев, М. П. Волоха, М. І. Ікальчик

Аннотация. В статье приведена методика анализа пропускной способности уборочно-транспортного комплекса машин для сахарной свеклы, которая направлена на поиск путей рационального использования ресурса машин.

Рассмотрен перегрузочный способ транспортировки урожая свеклы, особенностью которого является гибкость, адаптивность к погодноклиматическим и хозяйственным условиям во время уборки. При благоприятных погодных условиях и наличии достаточного количества автотранспортных средств (АТС) свекла, вывезенная с поля тракторным полуприцепом, перегружается в большегрузные АТС, которые находятся на дороге с края поля, и перевозится на сахарный завод. В случае изменения условий (в дождливую погоду, при переувлажненной почве или при недостаточном количестве АТС) в комплекс машин добавляется погрузчик-очиститель. ЗТК переходит на перевалочный способ работы.

Уборка и транспортировка свеклы рассмотрены как работа технологической цепи, состоящей из трех звеньев: «поле – свеклоуборочный комбайн (БК)», «БК – полуприцеп (ПП)», «ПП – АТС». Основные шаги анализа пропускной способности это определение пропускной способности первого, второго и третьего звеньев, их сравнение и следующий выбор и анализ альтернативных вариантов, позволяющих преодолеть возможную существенную разницу между их значениями. Проанализирована возможность уменьшения пропускной способности третьего звена до предельно возможной - пропускной способности первого звена за счет уменьшения на определенное количество автомобилей на перевозке свеклы с одновременным увеличением их технической скорости движения.

В анализе показаны пути совершенствования параметров транспортного процесса в технологическом комплексе уборочно-транспортных работ.

Ключевые слова: сахарная свекла, уборка, транспортировка, уборочно-транспортный комплекс,

бункерный комбайн, автомобильное транспортное средство, производительность.

ANALYSIS OF THROUGHPUT RATE OF
HARVESTING AND TRANSPORTATION COMPLEX
OF MACHINES FOR SUGAR BEET PRODUCTION

S. G. Fryshev, M. P. Volokha, M. I. Ikalchik

Abstract. The article presents a methodology for analyzing the throughput rate of a harvesting and transport complex of machines for sugar beet, which is aimed at finding ways of rational use of the resource of machines.

The reloading method of transporting the beet crop is considered, a feature of which is flexibility, adaptability to weather, climatic and economic conditions during harvesting. Under favorable weather conditions and the presence of a sufficient number of motor vehicles (MV), the beets removed from the field by a tractor semitrailer are reloaded into heavy MV located on the road from the edge of the field and transported to the sugar factory. If conditions change (in rainy weather, with waterlogged soil or with an insufficient number of vehicles), a loader-cleaner is added to the complex of machines. The complex switches to the transshipment method of work.

Harvesting and transportation of beets are considered as the work of the technological chain, which consists of three links: "field – beet harvester (BH)", "BH – semi-trailer (ST)", "ST – MV". The main steps of the throughput analysis are the determination of the throughput of the first, second and third links, their comparison, and the next selection and analysis of alternative options to overcome the possible significant difference between their values. The possibility of reducing the throughput of the third link to the maximum possible – the throughput of the first link by reducing by a certain number of vehicles for the transportation of beets with a simultaneous increase in their technical speed is analyzed.

The analysis shows ways to improve the parameters of the transport process in the technological complex of harvesting and transport operations.

Key words: sugar beet, harvesting, transportation, harvesting and transport complex, bunker harvester, motor vehicle, productivity.

С. Г. Фришев ORCID 0000-0001-6474-2191.

М. П. Волоха ORCID 0000-0002-0112-7324.

М. І. Ікальчик ORCID 0000 0001-7085-2952.

УДК 629.34(1-21)51-8-025.13

OPTIMIZATION OF URBAN PASSENGER ROUTE BY GAME SIMULATION METHODS

O. M. Zagurskiy, A. G. Kumeiko, Y. V. Shatkivska

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Ukraine.

Speciality of article: 275 – transport technologies (by road).

Corresponding author: zagurskiy_oleg@ukr.net.

Article history: Received – November 2020, Accepted – December 2020.

Bibl. 14, fig. 6, tabl. 3.

Abstract. The growth of the level of motorization of the population has led to a significant increase in road congestion in the cities of Ukraine. All this necessitates the optimization of the spontaneously formed system of urban passenger transport, which does not meet modern challenges.

An effective solution to this problem is the use of decision support systems in the field of urban transport routing.

Theoretical and methodological substantiation of the choice of the method of optimization of the route of urban transport is carried out in the work and the simulation modeling of the process of optimization of passenger transportation on the route №9 in Pryluky by Pareto criterion is carried out. The technique of search of optimum routes by methods of game modeling is developed.

The optimization game model of the process of passenger transportation on the route №9 in Pryluky showed results that take into account the interests of all stakeholders.

Key words: simulation, Pareto efficiency criterion, route, optimization, passenger transport.

Introduction

Passenger transport is one of the most important areas of city's life, the functioning of which depends on the quality of life, efficiency of the city's economy and the ability to use its urban and socio-economic potential. In recent years, the structure of demand for passenger traffic has changed significantly in many cities of the country. This is due to the process of dynamic socio-economic development of cities, which caused the emergence of new facilities and areas of attraction of passenger flows, such as business, shopping, entertainment and sports centers, changes in the settlement structure of city residents due to new areas of active housing.

Formulation of problem

Simultaneously with the growth of the level of motorization of the population (and minor changes in the transport infrastructure), the congestion of highways in the

cities of Ukraine has significantly increased. All this necessitates the optimization of the spontaneously formed system of urban passenger transport, which does not meet modern challenges. An effective solution to this problem is the use of decision support systems in the field of urban transport routing. However, the automation of tasks in this area requires research in order to obtain effective algorithms suitable for use in practice.

Analysis of recent research results

Today there is a large number of scientific papers on the optimization of urban transport routes. In the works [8, 9] the authors propose as a criterion for optimizing the route schemes of urban passenger transport to use the total time spent by passengers on the trip, work [7, 11, 12, 13] aimed at reducing the number of transfers and reducing the non-linearity of the route. Authors of later works [2, 3, 5, 6] aim to take into account the costs of transport organizations for transportation and the cost of estimating the loss of time passengers travel.

However, despite the variety of current research on certain topics, it should be noted that there are not many attempts to comprehensively approach the optimization of urban passenger routes, taking into account the interests of all stakeholders. This determines the relevance of our study.

However, despite the variety of modern research on certain topics, it should be noted that there are almost no attempts to investigate the complex impact of institutional and technological changes on the development of the logistics market. This determines the relevance of our study.

Purpose of research

The purpose of the work is the theoretical and methodological substantiation of the choice of the method of optimization of the route of urban transport, simulation modeling of the process of optimization of passenger transportation on the route №9 in Pryluky by Pareto criterion.

Research results

An important factor in the sustainable socio-economic development of the city, region, country as a whole is the smooth operation of the transport system. Passenger transportation is the main function of urban public passenger transport, which determines the standard of living of the population, barrier-free environment for the development of society and so on.

Changes in the bus route scheme, related to the emergence of new routes, extension or shortening of existing ones, cancellation or relocation of stops, are carried out quite often and are usually not properly justified, as supported only by complaints and suggestions of carriers. In these circumstances, there is a need for more sound decision-making methods. Therefore, the formation of a rational system of urban public transport should include the solution of a number of tasks, among which are:

- selection and construction of routes for urban public transport;
- justification the type and number of vehicles;
- development of schedules and optimization of traffic modes on the route.

Based on such tasks E. A. Kochegurova and Y. A. Martynov believe that to build an optimal route scheme of urban passenger transport must be carried out taking into account the interests of all participants in the transport system (eg, transport organizations and passengers). When describing the task of optimizing the system of urban passenger transport, they identify several main criteria of efficiency, which are presented in the form of target functions [4, p. 80]:

$$\left\{ \begin{array}{l} T_n = T_1 + T_2 + T_3 + T_4 \rightarrow \min \\ V_n = \sum_{Q_n} Q_{no} \times T \rightarrow \max \\ P_{TO} = Q_n \times T - B_E \rightarrow \max \end{array} \right\} \quad (1)$$

where: T_n – time spent by passengers on movement;

T_1 – time spent approaching a traffic stop;

T_2 – vehicle waiting time;

T_3 – movement time;

T_4 – time spent traveling to the destination;

Q_n – number of passengers;

V_n – the cost of the trip, taking into account possible transfers;

Q_{nd} – number of trips/transfers per day;

T – tariff for passenger transportation;

P_{TO} – profits of transport organizations;

B_E – operating costs of transport organizations.

Therefore, to determine the optimal number of transport units of the fleet, it is necessary to analyze the route by determining the passenger flow, i.e. the number of passengers actually transported at this time on each race of the bus route, or in general on the bus network of all routes in one direction per unit time. As a rule, passenger flows are different in size at different times of the day, days of the week, months and seasons, as well as sections of routes and directions of buses. Factors affecting passenger traffic: features of the formation of mobility of urban residents; season of the year; month of the year; weekday; year of the day; financial capabilities of passengers; direction of buses

on the route; tariff and preferential policy; holding cultural events; meteorological conditions; holy; the number of buses on the route, their type and technical condition; quality of transportation (all components, including quality on the route and quality inside the cabin); regularity of buses on the route; features of the organization of transportation along the route (high-speed and express flights, etc.); availability of information for passengers in the route (information boards, stops, etc.); etc.

Analyzing the state of passenger traffic on the route, first of all it is necessary to determine which state we will consider optimal. The methodology of neo-institutional economics makes it possible to clarify the contradictions between equity and efficiency using various criteria, including the Pareto criterion. As one of the key criteria of game modeling, it is the simplest and most convenient method to use, which is to determine the optimal solution for one criterion with the translation of others into limitations.

This approach does not preclude the analysis of options close to the optimal or simply desired solutions. In general, it can be formulated as follows [1]:

$$\left\{ \begin{array}{l} X \rightarrow \text{extrem} \\ Y_1^{\min} \leq Y_1 \leq Y_1^{\max} \\ Y_n^{\min} \leq Y_n \leq Y_n^{\max} \end{array} \right\} \quad (2)$$

where X – the most important criterion determined on the basis of expert assessments;

Y – set of secondary criteria sufficient for a full description of the role of the object under study.

The Pareto efficiency criterion avoids the problem of aggregating benefits. If the law (or court decision) leads to the improvement of the condition of at least one of the members of society and at the same time does not worsen the condition of any of the other members of society, then this rule (norm, law) will be an improvement according to Pareto. If further Pareto improvements are not possible, the situation will be considered optimal for Pareto. This criterion does not require the determination of the absolute value of benefits, as well as the comparison of the benefits of different members of society, it is limited to comparing the benefits of the same person as ordinal quantities. When applying this criterion, you only need to determine, by comparing the two states, whether a person feels better or worse in connection with the new rule.

In practical terms, the criterion means that only those decisions of the legislator should be made that have received the unanimous support of all members of society. The unsuitability of the Pareto criterion for solving practical problems arises from the fact that it attaches excessive importance to the losses suffered by some members of society, no matter how significant the gain of other members of society.

Critics of the Pareto test of effectiveness as a tool for assessing the desirability of legislative change make the following arguments.

Firstly, when using this criterion, people's preferences are considered as predetermined and are not evaluated in any way. Meanwhile, some people's preferences are immoral, or lead to the destruction of the human personality (for example, the preferences of drug addicts or people who benefit from bullying other people).

Secondly, the Pareto efficiency criterion is based on the existing allocation of resources and does not assess its fairness (Pareto may be optimal in a situation where some people are in dire need and others bathe in luxury, provided that the poor cannot be improved encroaching on the wealth of the wealthy).

Thirdly, the criterion does not put any limits on market relations (if there is a buyer and seller willing to enter into an agreement, then everything can become a commodity, because in this case the parties will feel that their situation has improved).

Thus, having conducted a theoretical and methodological justification for choosing the method of optimizing the route of urban transport, we set ourselves the task using the method of game modeling, in particular the Pareto criterion, to improve the route, based on the needs of carriers and passengers.

In order to determine whether the condition of the route №9 in Pryluky is satisfactory, we will analyze the requirements for the carrier, driver and passenger in accordance with the rules of the Law of Ukraine "On Road Transport". In this paper, the route is investigated using two main indicators: the intensity at each stop and passenger turnover at different times of the day. The intensity of passenger traffic on individual sections of the route or on the entire route is determined by the routes of maximum load towards the maximum passenger flow, as well as the maximum race load during the periods of the most intensive passenger flow for a certain period. All route data were obtained using the method of mass observation of the actual number of passengers at each stop at different times of the day. Below are the results that are as close as possible to the real situation on the route with minimal error.

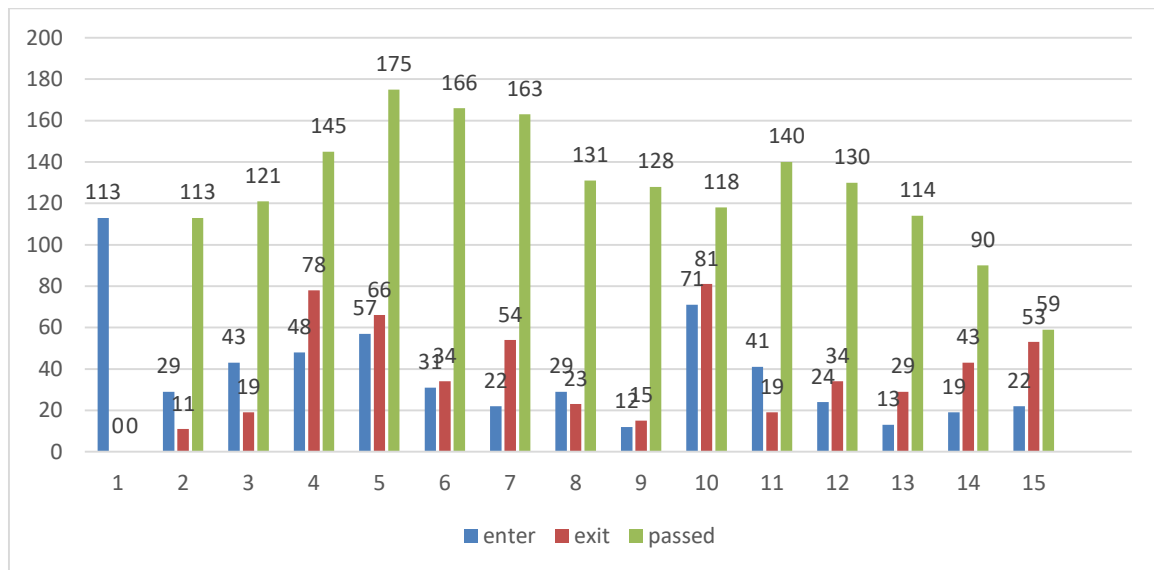


Fig. 1. Average daily passenger turnover per routei

Source: made by the author.

Table 1. Distribution of the volume of traffic on the route by hours of the day.

Hour of the day	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14
Percent, %	12.2	9.6	6.4	5.3	3.9	3.0	5.7
Amount of traffic, passengers	81	60	39	29	22	17	33
Hour if the day	14-15	15-16	16-17	17-18	18-19	19-20	20-21
Percent, %	6.5	9.8	12.0	6.3	5.1	3.0	2.2
Amount of traffic, passengers	47	64	79	37	27	17	12

Source: made by the author

Passenger turnover is calculated by the formula:

$$P = \text{LnQn} \quad (3)$$

To analyze the inequalities of passengers at different times of the day, we determine the standard deviation. The standard deviation indicates how much the mean values of the feature deviate from their mean value. If you calculate the variance for all variants, the values obtained will be negative and positive, adding to 0, i.e. compensating each other. This means that it is impossible to calculate the mean deviation as the arithmetic mean of the deviations. There are several ways to avoid compensating for negative and

negative values. The most common is the distribution of each difference ($x_i - M$). Adding the squares of all the differences and dividing by the number of these differences, we obtain a value called the variance. In fact, it shows the arithmetic mean of the deviations squared. To get rid of the square of the value, calculate the square dispersion root. The value obtained is called the square root of the deviation. We apply the formula:

$$\sigma = \frac{\sum (x_i - \bar{x})^2}{n} \quad (4)$$

where: x_j – individual values of a separate feature, options;
 $\bar{x}$ – arithmetic mean (average value of the sign);

n – the volume of the population, the number of features in the population;
and get $\bar{x} = 40.2$; $\sigma = 25.6$. Each value differs from the average value of 40.2 by an average of 25.6 units.

Differentiated standards of flight time by hours of movement are calculated on the basis of timing observations, records of devices or approved methods, are the starting materials for scheduling. The movement of buses on the routes is carried out in strict accordance with the approved schedule. The bus timetable is the main document of the operation department, on the basis of which the work of all parts of the operational and technical services is built.

Properly compiled route schedule should provide: the shortest waiting time for bus passengers and travel to the

destination; normal filling on all races of a route; high regularity during the whole period of movement; high speed of communication at observance of safety of trips; efficient use of buses, normal mode of operation of drivers, consistency of intervals of movement on departure at nodal stops; fulfillment of planned performance indicators of transport enterprises. Calculating the volume of traffic by hours of the day:

Q days = Q directly entered + Q the reverse entered (5)
Get the meaning Q days in 564 passengers.

The distribution by hours of the day should be performed by arithmetic proportion. Consider the time interval from 7 to 8 hours.

Q days – 100%; X 7-8 – 12.2%.

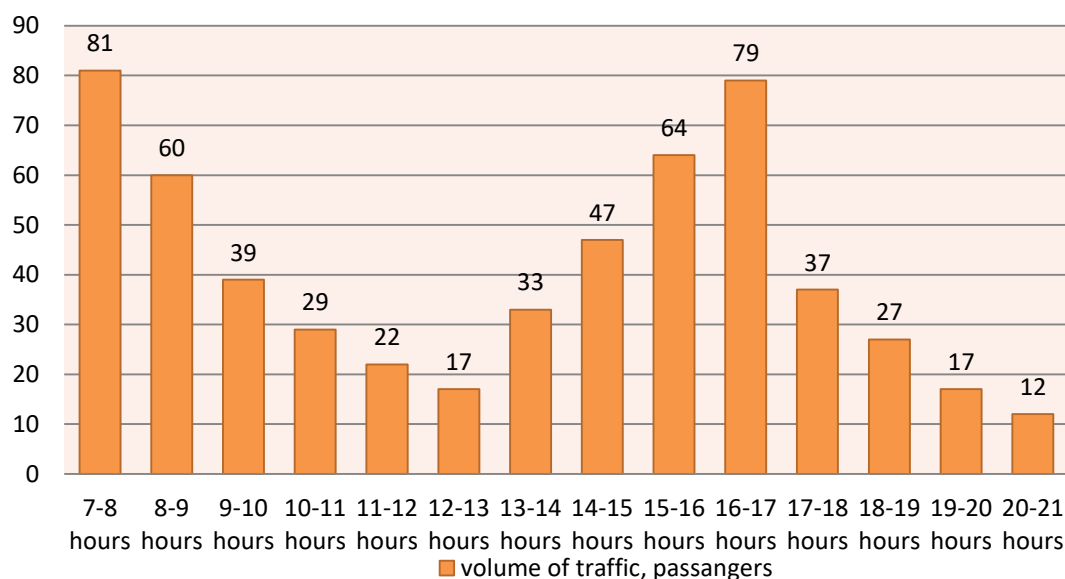


Fig. 2. The average daily volume of traffic on the route.

Source: made by the author.

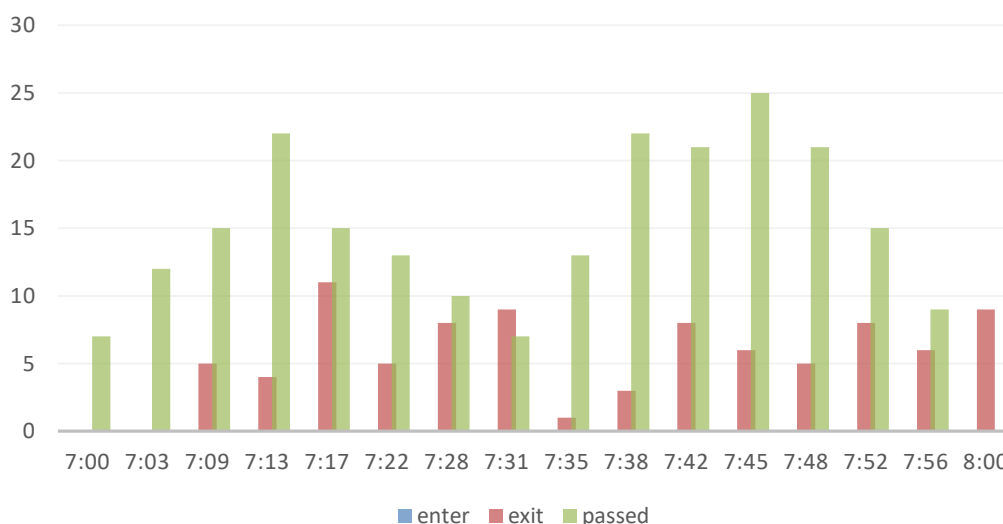


Fig. 3. Schedule of passenger turnover for the period from 7 to 8 o'clock in the morning.

Source: made by the author.

Based on the histogram, we can conclude that the busiest hours of the day are the period from 7 to 8 o'clock in the morning, at noon from 15 to 16, and from 16 to 17

o'clock in the evening. The least busy are the periods from 12 to 13, from 19 to 20, from 20 to 21.

For a more detailed study of the comfort criterion, consider passenger traffic during peak hours between 7 and 8 am. During this period, the number of passengers on the bus is critical and sometimes exceeds the maximum capacity of the vehicle on a particular route. This situation is frustrating for passengers who are in uncomfortable conditions while traveling. In some cases, overloading the vehicle can injure passengers. It is clear that non-compliance with the operating conditions also leads to faster destruction of the vehicle and increases the probability of its failure.

To achieve the maximum Pareto result, we must consider the benefits for both the passenger and the carrier.

Thus, game models were built that show the position of the vehicle at different times of the day. And the number of trips during the day does not change so as not to impose additional costs on the carrier. By increasing the number of buses in a certain period of time, we reduce them in proportion to another, optimal time in this regard. Having built the first game model, we reduce the number of buses per day from periods of low passenger traffic, namely from 11 to 12, from 12 to 13, from 19 to 21 and vice versa, we produce an additional bus from 7 to 8, from 8 to 9, 16 to 17.

Table 2. Distribution of the volume of traffic on the route by hours of the day according to the first game model.

Hour of the day	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14
Volume of traffic, passengers	86	64	39	29	18	30	39
Amount of buses	4	4	3	3	2	2	3
Hour of the day	14-15	15-16	16-17	17-18	18-19	19-20	20-21
Volume of traffic, passengers	33	50	80	37	27	13	10
Amount of buses	3	3	4	3	3	2	2

Source: made by the author.

Determine the standard deviation of the first game model on the form 4, and get $\sigma = 25, 23$

Let's analyze how passenger traffic changes with the change in the number of transport units.

For example, let's determine the passenger traffic for the period from 7 to 8. If the cost of passenger traffic is 86 passengers, and currently there are 3 transport units on the route, we can calculate that approximately 28 passengers correspond to one bus. So, if you increase the number of buses (in this case by 1 unit), the voltage in this time interval will decrease by 28 passengers.

In the case when, on the contrary, it was decided to reduce the number of buses per hour, passenger turnover increased similarly, as the tension of passengers in the vehicle increased.

$$\text{If } x > y, \text{ then } z' = z - (x - y)(z / x); \quad (6)$$

$$\text{If } x < y, \text{ then } z' = z + (x - y)(z / x). \quad (7)$$

where: X – the actual amount of buses;

Y – optimized amount;

Z – passengers traffic;

Z' – optimized passengers traffic.

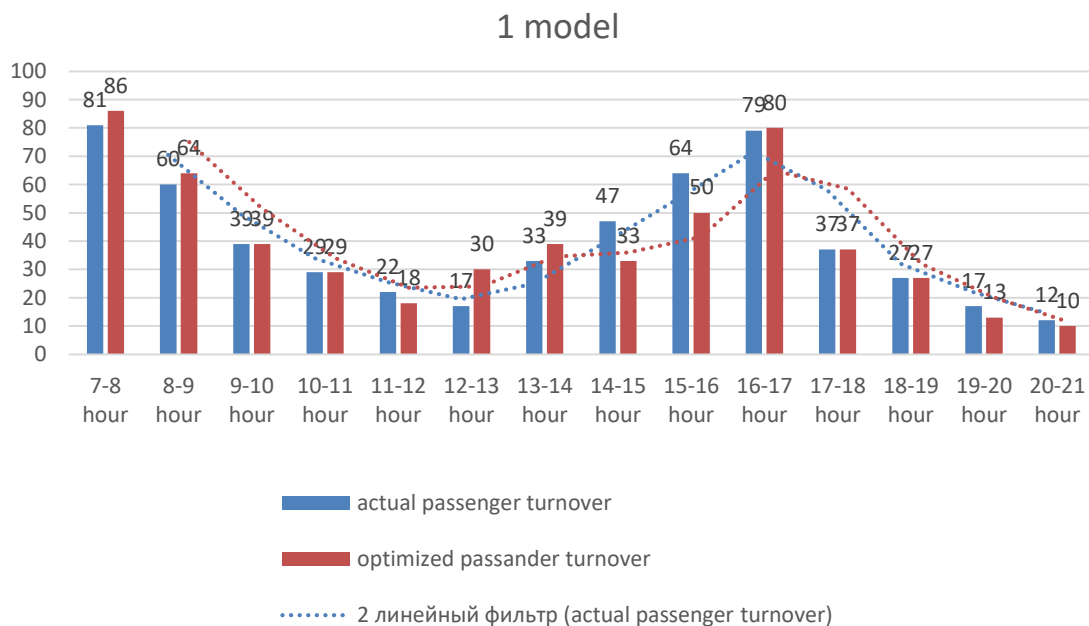


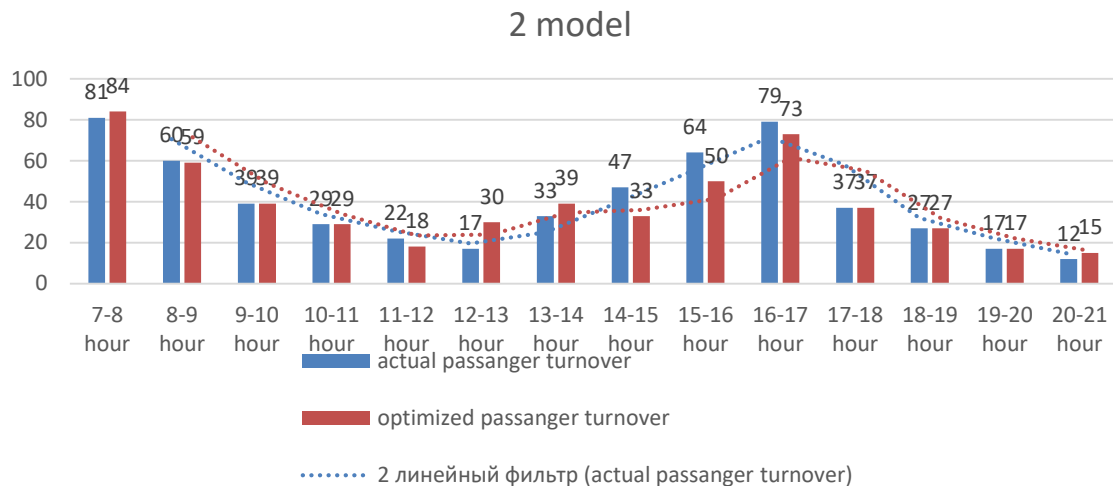
Fig. 4.1 Interpretation of the game model according to the Pareto criterion.

Source: made by the author.

Table 3. Distribution of volume of traffic on the route by hours of the day according to the second game model.

Hour of the day	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14
Volume of traffic, passengers	84	59	39	29	18	30	39
Amount of buses	5	5	3	3	1	1	3
Hour of the day	14-15	15-16	16-17	17-18	18-19	19-20	20-21
Volume of traffic, passengers	33	50	73	37	27	17	15
Amount of buses	3	3	5	3	3	1	1

Source: made by the author.

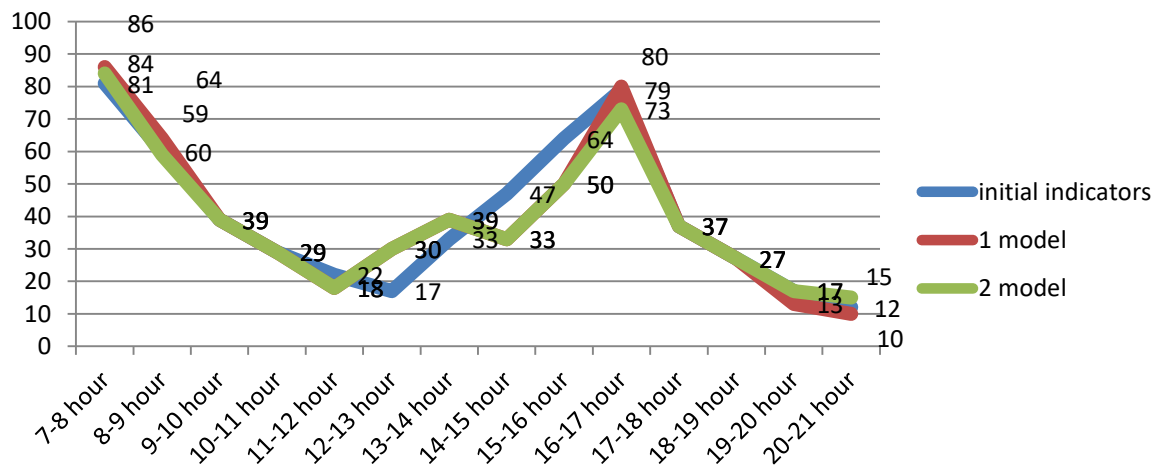
**Fig. 5.2** interpretation of the game model according to the Pareto criterion.

Source: made by the author.

Trend lines allow you to clearly see the difference between the starting position and the optimized. There have been slight improvements, which allows for a change for the better, but they are small.

Determine the standard deviation of the first game. Determine the standard deviation of the second game model on form 4, and get: $\sigma = 23.1$. Thus, the trend line showed relative stability throughout the day.

To make the best or at least not the worst decision, we analyze the situation in five stages: diagnosing the problem, formulating constraints and criteria for making decisions, identifying alternatives, evaluating alternatives, and making the final choice. To do this, we compare two alternative models, which are presented in Fig. 6.

Comparative schedule of passenger turnover**Fig 6.** Passenger turnover according to the initial statistics and built game models.

Source: made by the author.

The graph shows that the second model is the best compared to the others, because the situation on the route is stable during the day. To do this, it is proposed to use the following number of buses on the route by hours of the day 7:00 to 8:00 – 5, from 8:00 to 9:00 – 5, from 9:00 to 10:00 – 3, from 10:00 to 11:00 – 3, from 11:00 to 12:00 – 1, from 12:00 to 13:00 – 1, from 13:00 to 14:00 – 3, from 14:00 to 15:00 – 3, from 15:00 to 16:00 – 3, from 16:00 to 17:00 – 5, from 17:00 to 18:00 – 4, from 18:00 to 19:00 – 4, from 19:00 to 20:00 – 1, from 20:00 to 21:00 – 1. In this case, the model of traffic and passenger traffic on the route №9 in Pryluky will be optimal for Pareto.

Conclusions

1. In the analysis of the optimization of route schemes of urban public transport, the interests of all participants in the urban transport system were considered and the efficiency indicators of the system as a whole were formulated. The classical problem of transport routing, its varieties and methods of solution are considered. As an optimization criterion for the urban public transport system, it is proposed to use the density of passenger traffic on a certain section of the road. Analysis of methods for solving problems of transport routing showed that the most promising today are the methods of game modeling.

2. As a result of the performed work by methods of game modeling the technique of search of optimum routes on Pareto criterion is developed. Optimization game model of the process of passenger transportation on the route №9 in Pryluky showed results that take into account the interests of all stakeholders.

References

1. Gorbachev P. F., Dmitriev I. A. (2002). Fundamentals of the theory of transport systems. Kharkiv. HNADU. 202.
2. Zagurskiy O. M. (2019). Competitiveness of transport and logistics systems in the minds of globalization: institutional analysis. Monograph. Kyiv. FOP O. V. Yamchinsky. 373.
3. Klymash Yu. V., Shpur O. M., Kaydan M. V. (2017). A comprehensive method for optimizing the routing of information flows in self-organized networks. Bulletin of Lviv Polytechnic National University. Lviv. Lviv Polytechnic Publishing House. 885. 76-87.
4. Zagurskiy O., Ohiienko M., Pokusa T., Zagurska S., Pokusa F., Titova L., Rogovskii I. (2020). Study of efficiency of transport processes of supply chains management under uncertainty. Monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 162.
5. Zagurskiy O., Rogach S., Titova L., Rogovskii I., Pokusa T. (2019). «Green» supply chain as a path to sustainable development. Mechanisms of stimulation of socio-economic development of regions in conditions of transformation. Monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 199-213.

6. Ahmed L., Mumford C. L., Kheiri A. (2019). Solving urban transit route design problem using selection hyper-heuristics. Eur J Oper Res. 274(2). 545-559.

7. Amiripour S. M., Ceder A. A., Mohaymany A. S. (2014). Designing large-scale bus network with seasonal variations of demand. Transp. Res. Part C. Emerg. Technol. 48. 322-338.

8. Carrese S., Gori S. (2002). An urban bus network design procedure. Applied Optimization. 64. 177-196.

9. John M. P., Mumford C. L., Lewis R. (2014). An improved multi-objective algorithm for the urban transit routing problem. Evolutionary computation in combinatorial optimisation. Springer. Berlin. 49-60.

10. Park S. J. (2005). Bus network scheduling with genetic algorithms and simulation. Master's thesis. University of Maryland. URL: <http://drum.lib.umd.edu/bitstream/1903/2496.212>.

11. Peng Z. R., Sun D. J., Lu D. C. (2012). China's public transportation: problems, policies, and prospective of sustainability. ITE Journal. 5(82). 36-39.

12. Yang Z. (2005). Optimizing bus transit network with parallel ant colony algorithm. Proceedings of the Eastern Asia Society for Transportation Studies. Bangkok. 5. 374-389.

13. Zagursky O. M., Ohiienko A. M. (2020). Approaches to the optimization of the functioning of cities by the environmental criteria. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 11(4). 75-81.

14. Zhao F., Gan A. (2003). Optimization of transit network to minimize transfers. Tech. Rep. Florida. Department of Transportation. Florida international University. URL: http://www.dot.state.fl.us/researchcenter/Completed_Proj/Summary_PTO/FDOT_BD015_02rpt.pdf, Yu B. 184.

Список літератури

1. Горбачев П. Ф., Дмитриев И. А. Основы теории транспортных систем: учебное пособие. Харьков. ХНАДУ. 2002. 202 с.
2. Загурський О. М. Конкурентноспроможність транспортно-логістичних систем в умовах глобалізації: інституціональний аналіз : монографія. Київ. ФОП О. В. Ямчинський. 2019. 373 с.
3. Климаш Ю. В., Шпур О. М., Кайдан М. В. Комплексний метод оптимізації маршрутизації інформаційних потоків у самоорганізованих мережах. Вісник національного університету «Львівська політехніка». Львів. Видавництво Львівської Політехніки. 2017. № 885. С. 76-87.
4. Zagurskiy O., Ohiienko M., Pokusa T., Zagurska S., Pokusa F., Titova L., Rogovskii I. Study of efficiency of transport processes of supply chains management under uncertainty. Monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 2020. 162 p.
5. Zagurskiy O., Rogach S., Titova L., Rogovskii I., Pokusa T. «Green» supply chain as a path to sustainable development. Mechanisms of stimulation of socio-economic development of regions in conditions of transformation. Monograph. Opole: The Academy of

Management and Administration in Opole. 2019. P. 199-213.

6. *Ahmed L., Mumford C. L., Kheiri A.* Solving urban transit route design problem using selection hyper-heuristics. *Eur J Oper Res.* 2019. Vol. 274. Issue 2. P. 545-559.

7. *Amiripour S. M., Ceder A. A., Mohaymany A. S.* Designing large-scale bus network with seasonal variations of demand. *Transp. Res. Part C. Emerg. Technol.* 2014. Vol. 48. P. 322-338.

8. *Carrese S., Gori S.* An urban bus network design procedure. *Applied Optimization.* 2002. Vol. 64. P. 177-196.

9. *John M. P., Mumford C. L., Lewis R.* An improved multi-objective algorithm for the urban transit routing problem. *Evolutionary computation in combinatorial optimisation.* Springer. Berlin. 2014. P. 49-60.

10. *Park S. J.* Bus network scheduling with genetic algorithms and simulation. Master's thesis. University of Maryland. 2005. URL: <http://drum.lib.umd.edu/bitstream/1903/2496.212.p>.

11. *Peng Z. R., Sun D. J., Lu D. C.* China's public transportation: problems, policies, and prospective of sustainability. *ITE Journal.* 2012. № 5. Issue 82. P. 36-39.

12. *Yang Z.* Optimizing bus transit network with parallel ant colony algorithm. *Proceedings of the Eastern Asia Society for Transportation Studies.* Bangkok. 2005. Vol. 5. P. 374-389.

13. *Zagurskiy O. M., Ohienko A. M.* Approaches to the optimization of the functioning of cities by the environmental criteria. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research.* Kyiv. Ukraine. 2020. Vol. 11. No 4. P. 75-81.

14. *Zhao F., Gan A.* Optimization of transit network to minimize transfers. Tech. Rep. Florida. Department of Transportation. Florida international University. 2003. URL: http://www.dot.state.fl.us/researchcenter/Completed_Proj/Summary_PTO/FDOT_BD015_02rpt.pdf, Yu B. 184 p.

ОПТИМІЗАЦІЯ МІСЬКОГО ПАСАЖИРСЬКОГО МАРШРУТУ МЕТОДАМИ ІГРОВОГО МОДЕЛЮВАННЯ

О. М. Загурський, А. Г. Кумейко, Ю. В. Шатківська

Анотація. Зростання рівня автомобілізації населення призвело до суттєво збільшило завантаженість автомобільних шляхів в містах України. Все це зумовлює необхідність оптимізації стихійно сформованої системи міського пасажирського транспорту, що не відповідає сучасним викликам. Ефективним вирішенням даної проблеми є застосування систем підтримки прийняття рішень у сфері маршрутизації міського транспорту.

В роботі проведено теоретико-методологічне обґрунтування вибору методу оптимізації маршруту міського транспорту та здійснено імітаційне моделювання процесу оптимізації перевезення пасажирів на маршруті № 9 м. Прилуки за критерієм Парето. Розроблено методику пошуку оптимальних маршрутів методами ігрового моделювання. Оптимізаційна ігрова модель процесу перевезення пасажирів на маршруті № 9 м. Прилуки показала

результати, що враховують інтереси усіх стейкхолдерів.

Ключові слова: ігрове моделювання, критерій ефективності Парето, маршрут, оптимізація, пасажирський транспорт.

ОПТИМИЗАЦИЯ ГОРОДСКОГО ПАСАЖИРСКОГО МАРШРУТА МЕТОДАМИ ИГРОВОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

О. Н. Загурский, А. Г. Кумейко, Ю. В. Шатковская

Аннотация. Рост уровня автомобилизации населения существенно увеличил загруженность автомобильных дорог в городах Украины. Все это обуславливает необходимость оптимизации стихийно сложившейся системы городского пассажирского транспорта, которая не отвечает современным вызовам. Эффективным решением данной проблемы является применение систем поддержки принятия решений в сфере маршрутизации транспорта.

В работе проведено теоретико-методологическое обоснование выбора метода оптимизации маршрута городского транспорта и осуществлено имитационное моделирование процесса оптимизации перевозки пассажиров на маршруте № 9 г. Прилуки за критерием Парето.

Разработана методика поиска оптимальных маршрутов методами игрового моделирования. Оптимизационная игровая модель процесса перевозки пассажиров на маршруте № 9 г. Прилуки показала результаты, учитывающие интересы всех стейкхолдеров.

Ключевые слова: игровое моделирование, критерий эффективности Парето, маршрут, оптимизация, пассажирский транспорт.

О. М. Загурський ORCID 0000-0002-5407-8466.

А. Г. Кумейко ORCID 0000-0003-2930-7519.

Ю. В. Шатківська ORCID 0000-0003-2327-0583.

УДК 536.24

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ЗМІНИ КРУТНОГО МОМЕНТУ РОБОТИ ЗАПОБІЖНОЇ МУФТИ

О. М. Троханяк

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття зі спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: klendii_o@ukr.net.

Історія статті: отримано – листопад 2020, акцептовано – грудень 2020.

Бібл. 9, рис. 5, табл. 1.

Анотація. В статті представлена конструкція запобіжної муфти, яка дає можливість підвищити ефективність функціонування гвинтових конвеєрів у екстремальних умовах експлуатації. Розроблено та виготовлено експериментальний стенд для визначення оптимальних параметрів та режимів роботи гвинтового конвеєра із запобіжною муфтою при перевантаженому робочому органі. Для встановлення значення впливу таких факторів, як кут нахилу робочого органу до горизонту, частота обертання робочого органу та час зростання моменту опору, на величину крутного моменту на привідному валу, який виникає під час переміщення сипкого чи кускового матеріалу, проведено багатофакторний експеримент. За результатами досліджень для наочного відображення результатів побудовано залежності поверхонь відгуку параметра оптимізації та їх двомірний переріз.

Ключові слова: гвинтовий конвеєр, шнек, муфта, канавка, крутний момент.

від незначного кута повороту до декількох обертів із наступним відновленням його початкового стану. Також можна використовувати спосіб осьового відведення заклиненого шнека за допомогою кулькових запобіжних муфт із профільним виконанням лунок, як при виході із зачеплення, так і при їх входженні [1, 2, 4, 5, 6, 9].

Із аналізу відомих досліджень видно, що до основних недоліків існуючих запобіжних пристроїв, що забезпечують реверсування перевантажених робочих органів, належить їх технологічна та конструктивна складність, достатньо велика матеріаломісткість, недостатня надійність. Вони мають великі габаритні розміри, і при їх роботі виникають значні динамічні навантаження за рахунок дії сил інерції ведених ланок приводу і шнека із автоматичним відновленням його початкового положення.

Мета досліджень

Розробити та обґрунтувати раціональні параметри запобіжної муфти гвинтового робочого органу з метою підвищення ефективності функціонування гвинтових конвеєрів у екстремальних умовах експлуатації.

Результати досліджень

Для усунення заклинення робочого органу шнекового конвеєра під час передачі крутного моменту запропоновано застосовувати запобіжну муфту [3, 7] із розділеними у часі режимами буксування і осьового зміщення шнека для відновлення робочого стану транспортера. Конструктивна схема та загальний вигляд муфти та робочої поверхні веденої півмуфти представлено на рис. 1. Під час передачі крутного моменту кульки знаходяться в зачепленні із лунками ведучої півмуфти, це забезпечує обертання запобіжної муфти та гвинтового органу. Ведена півмуфта закріплена на шліцах валу із можливістю осьового зміщення. Між

Постановка проблеми

Шнекові конвеєри широко застосовують під час переміщення сипких та кускових матеріалів у різних виробничих процесах. Проте при транспортуванні матеріалів через наявність зазору між поверхнею обертання гвинтового робочого органу і внутрішньою поверхнею кожуха можуть виникати заклинювання шнека. Для того, щоб відновити працездатність конвеєра слід відвести у осьовому напрямку заклинене ребро гвинтового робочого органу від контакту із матеріалом, та в подальшому після зняття перевантаження, елементи приводу повинні забезпечити початкове положення шнека при транспортуванні матеріалу у зону вивантаження.

Аналіз останніх досліджень

На основі аналізу відомих принципів реверсування заклиненого шнека, що виконують за допомогою планетарних запобіжних муфт та забезпечують зворотне повертання робочого органу

веденою півмуфтою і гайкою є зазор δ , величина якого відповідає запобіжному режиму. По діаметру розміщення кульок та лунок із обох сторін лунки на торцевій поверхні ведучої півмуфти є похилі робочі і зворотні канавки, причому кут нахилу робочої канавки є значно меншим кута нахилу зворотної канавки. Під час виникнення перевантаження ведена півмуфта зупиняється, а ведуча продовжує обертатися, це в свою чергу викликає вихід кульок із зачеплення з лунками. І кульки рухаються по робочій канавці, що призводить до плавного «м'якого» осьового відведення заклиненого шнека. При подальшому обертанні ведучої півмуфти кульки по зворотній канавці заходять у лунки, відновлюючи початковий стан муфти. Для встановлення інтенсивності впливу таких чинників, як кут нахилу шнека до горизонту, його частота обертання та час зростання моменту опору, на значення крутного моменту на привідному валу, що виникає під час переміщення сипкого чи кускового матеріалу виконано багатофакторний експеримент.

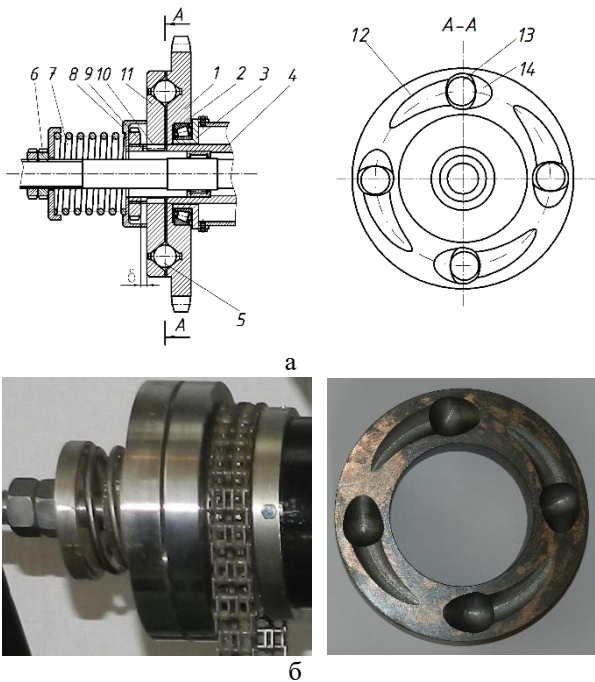


Рис. 1. Конструктивна схема (а) та загальний вигляд (б) запобіжної муфти і робочої поверхні веденої півмуфти: 1 – ведуча півмуфта; 2 – радіально-упорний підшипник; 3 – корпус; 4 – вал шнека; 5 – кульки; 6 – гайка; 7 – центральна пружина; 8 – втулка; 9 – гайка; 10 – шліци; 11 – ведена півмуфта; 12 – похила робоча канавка; 13 – лунки; 14 – похила зворотна канавка.

Fig. 1. Structural diagram (a) and general view (b) of the safety clutch and the working surface of the driven clutch

Для проведення досліджень виготовлено експериментальний стенд для визначення зміни крутного моменту спрацювання запобіжної муфти, який показано на рис. 2 [10].

Для пуску двигуна та регулювання частоти його обертання застосовували перетворювач частоти (Altivar 71) із програмним забезпеченням Power Suite v.2.5.0. Система Altivar 71 є приєднана до мережі та до комп'ютера. Навантаження можна задавати як за допомогою гальмівного елемента, так і перекриття шибєрної заслінки.



Рис. 2. Загальний вигляд експериментального стенду для дослідження запобіжної муфти.

Fig. 2. General view of the experimental stand for the study of the safety clutch.

З метою визначення залежності зміни крутного моменту спрацювання запобіжної муфти сипкий або кусковий матеріал засипали у бункер і транспортували його до зони вивантаження.

Після закінчення процесу транспортування матеріалу у вікні програми Power Suite на дисплеї комп'ютера отримували дані про зміну крутного моменту. Аналіз його коливань здійснювали на основі побудови та проведення порівняльного багатофакторного експерименту типу ПФЕ P^k , де P – кількість рівнів варіювання фактора; k – кількість факторів, які присутні у експерименті.

З метою отримання регресійної моделі параметра оптимізації, яку приймали у вигляді функціонала $T = f(x_1; x_2 \dots x_i)$, де T – крутний момент на привідному валу від 1 до i -го випадку; $x_1; x_2 \dots x_i$ – натуральні незалежні змінні чинники, вибирали відповідний умовний план багатофакторного експерименту, реалізацію якого виконували в такій послідовності. Для встановлення зміни крутного моменту T під час роботи запобіжної муфти незалежними змінними чинниками приймали: кут нахилу шнека до горизонту α , який кодували індексом X_1 , частоту обертання шнека n , яку кодували індексом X_2 , час зростання моменту опору T_0 , який кодували індексом X_3 .

Під час побудови план-матриці багатофакторних експериментів вводили кодовані позначення верхнього, нижнього та нульового рівнів варіювання

кожним ченником, які відповідно позначали як (+1), (-1), (0). Результати кодування змінних факторів і рівні їх варіювання наведено у табл. 1.

Таблиця 1. Результати кодування факторів та рівні їх варіювання ПФЕ 3^3

Фактори	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натур./кодовані		
	Код	Натур				
Кут нахилу робочого органу до горизонту α , град	X_1	x_1	20	0/-1	20/0	40/+1
Частота обертання робочого органу, н, об/хв	X_2	x_2	50	50/-1	100/0	150/+1
Час зростання моменту опору T_o , с	X_3	x_3	0,25	0,2/-1	0,45/0	0,7/+1

Після кодування факторів складали план-матрицю відповідного багатофакторного експерименту типу ПФЕ 3^3 для загального числа дослідів $N = 3^3$. З метою достовірної оцінки якості роботи запобіжної муфти гвинтового конвеєра під час проведення лабораторних досліджень, необхідну кількість вимірів показників, що контролюються (повторність дослідів) визначали за методикою, яка викладена в [8], при цьому досліди провели в трикратній повторності.

З метою реалізації складених план-матриць, для усунення впливу на отримані результати значення крутного моменту на привідному валу впливу неконтрольованих та нерегульованих чинників, виконали рандомізацію план-матриці методом випадкового балансу, який було реалізовано способом витягання порядкових номерів дослідів з урни [8]. Зміна кута нахилу шнека до горизонта здійснюється конструкцією гвинтового конвеєра, частоту обертання робочого органу та час зростання моменту опору змінювали за допомогою перетворювача частоти Altivar 71.

Функцію відгуку (параметр оптимізації), тобто зміну величини крутного моменту спрацювання запобіжної муфти під час транспортування сипкого і кускового матеріалів $T = f(\alpha; n; T_o)$, знайденої експериментальним шляхом, показано у вигляді апроксимуючої математичної моделі повного квадратного полінома. Загальний вигляд рівняння регресії крутного моменту спрацювання запобіжної муфти залежно від зміни кута нахилу шнека до горизонту α , його частоти обертання n та часу зростання моменту опору T_o за результатами проведених ПФЕ 3^3 у кодованих величинах:

$$T = 106,091 - 0,019x_1 + 0,142x_1 \cdot x_2 - 0,012x_2 \cdot x_3 + 0,062x_3^2 \quad (1)$$

Після виконання необхідних обчислень та розрахунків виведено рівняння регресії у натуральних

координатах, яке має вигляд

$$T = 106,091 - 0,019\alpha + 0,142\alpha n - 0,012nT_o + 0,062T_o^2 \quad (2)$$

За результатами обчислень, які проводили за допомогою пакету прикладних статистичних програм оброблення та аналізу результатів експериментальних досліджень для ПК, будували залежності поверхонь відгуку параметра оптимізації та двовірний переріз поверхонь відгуку для наочного зображення результатів проведених експериментальних досліджень. Отримані регресійні залежності крутного моменту при транспортуванні кускового та сипкого матеріалів у вигляді функціонала $T = f(\alpha; n; T_o)$ характеризували впливи одиничних факторів (кута нахилу шнека до горизонту α , його частоти обертання n , та часу зростання моменту опору T_o) та їх взаємодію на параметр оптимізації.

На рис. 3 – рис. 5 показано поверхні відгуку та їх двовірний переріз зміни крутного моменту спрацювання запобіжної муфти від кута нахилу шнека до горизонту α , його частоти обертання n , та часу зростання моменту опору T_o .

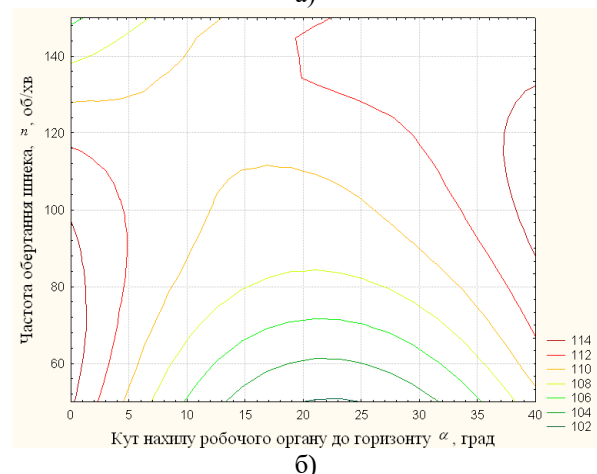
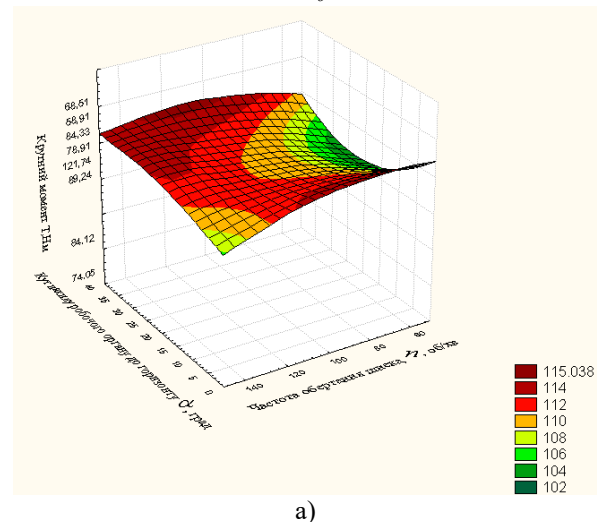
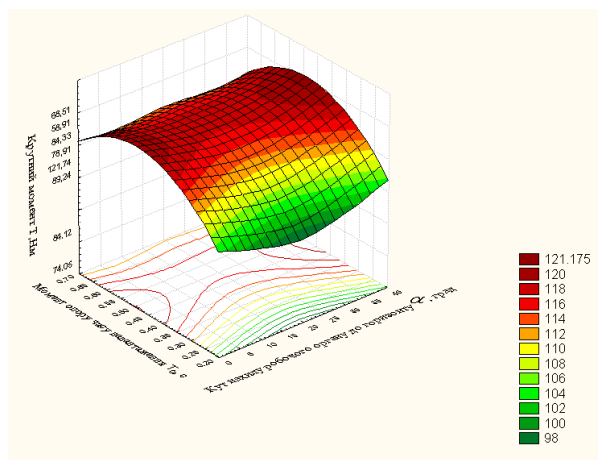


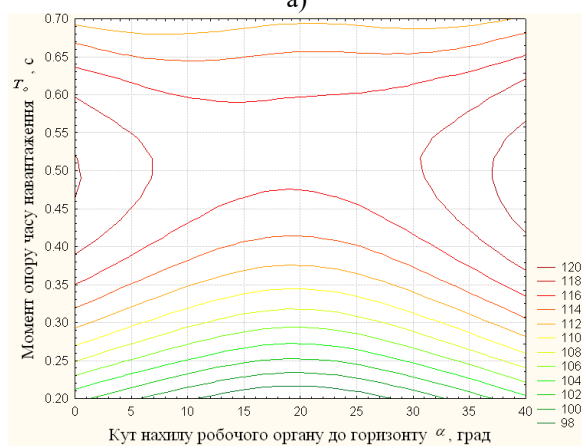
Рис. 3. Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності $T = f(n, \alpha)$ при $T_o = 0,45$ с.

Fig. 3. Response surface (a) and two-dimensional cross-section of the response surface (b) dependence $T = f(n, \alpha)$ at $T_o = 0.45$ s.

Встановлено, що найбільший вплив на величину крутного моменту T має частота обертання робочого органу n (зміна n призводить до зростання T у 2,14 рази).



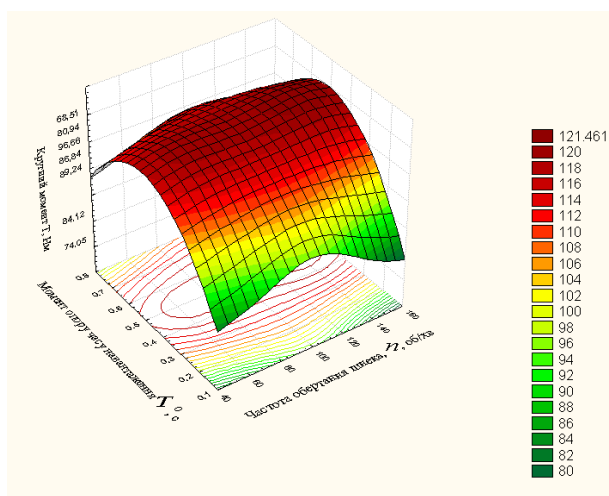
а)



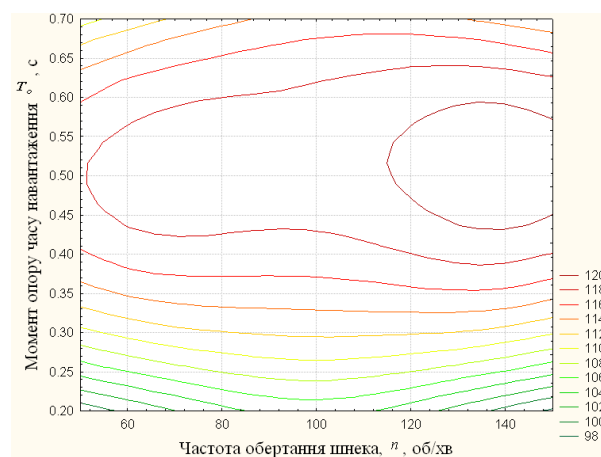
б)

Рис. 4. Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності $T = f(\alpha, T_0)$ при $n = 100$ об/хв.

Fig. 4. Response surface (a) and two-dimensional cross-section of the response surface (b) dependence $T = f(\alpha, T_0)$ at $n = 100 \text{ min}^{-1}$.



а)



б)

Рис. 5. Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності $T = f(n, T_0)$ при $\alpha = 20^\circ$.

Fig. 5. Response surface (a) and two-dimensional cross-section of the response surface (b) dependence $T = f(n, T_0)$ at $\alpha = 20^\circ$.

Далі за інтенсивністю впливу на момент T є величина кута нахилу робочого органу до горизонту α (зміна α призводить до зростання T у 1,98 рази) і найменший вплив на значення крутного моменту T має величина часу зростання моменту опору T_0 (зміна T_0 призводить до падіння T у 1,17 рази).

Висновки

1. На основі проведеного патентного огляду, та аналізу існуючих конструктивно-технологічних схем захисних пристроїв гвинтових конвеєрів запропоновано нову конструкцію запобіжної муфти, яка дозволяє суттєво зменшити динамічні навантаження на привід, що значно підвищує довговічність та експлуатаційні характеристики шнекових транспортерів.

2. Для проведення досліджень запобіжної муфти розроблено та виготовлено експериментальний стенд для визначення оптимальних параметрів та режимів роботи гвинтового конвеєра при перевантаженому робочому органі. Також проведено багаточинний експеримент, за допомогою якого отримано регресійну залежність із встановлення впливу кута нахилу шнека до горизонту α , частоти його обертання n , та часу зростання моменту опору T_0 на момент спрацювання запобіжної муфти.

3. Факторне поле визначалося таким діапазоном зміни параметрів: $0^\circ < \alpha < 40^\circ$; $50 < n < 150 \text{ об/хв}$; $0,2 < T_0 < 0,7 \text{ с}$.

4. Встановлено, що найбільший вплив на величину крутного моменту T має n (зміна n викликає зростання T у 2,14 рази). Далі за інтенсивністю впливу на T є значення α (зміна α викликає зростання T у 1,98 рази) та найменший вплив на величину T має T_0 (зміна T_0 викликає падіння T у 1,17 рази).

Список літератури

1. Pylypaka S. F., Nesvidomin V. M., Klendii M. B., Rogovskii I. L., Kresan T. A., Trokhaniak V. I. Conveyance of a particle by a vertical screw, which is limited by a coaxial fixed cylinder. Bulletin of the Karaganda University – Mathematics. 2019. Vol. 95. Issue 3. P. 108-118. doi 10.31489/2019M2/108-119.
2. Kresan T., Pylypaka S., Ruzhylo Z., Rogovskii I., Trokhaniak O. External rolling of a polygon on a closed curvilinear profile. Acta Polytechnica. 2020. Vol. 60. No 4, P. 313-317. <https://doi.org/10.14311/AP.2020.60.0313>.
3. Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Haponenko O. I., Ohiienko M. M., Kulik V. P. Engineering management of tillage equipment with concave disk spring shanks. INMATEH. Agricultural Engineering. 2020. Bucharest. Vol. 60. No 1. P. 45-52. doi: 10.35633/INMATEH-60-05.
4. Rogovskii I., Titova L., Trokhaniak V., Trokhaniak O., Stepanenko S. Experimental study in a pneumatic microbioculture separator with apparatus camera. Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Series II: Forestry, Wood Industry, Agricultural Food Engineering, 2019. Vol. 12 (1). P. 117-128.
5. Trokhaniak V. I., Rogovskii I. L., Titova L. L., Dziubata Z. I., Luzan P. H., Popyk P. S. Using CFD simulation to investigate the impact of fresh air valves on poultry house aerodynamics in case of a side ventilation system. INMATEH. Agricultural Engineering. 2020. Bucharest. Vol. 62. No 3. P. 155-164. doi: <https://doi.org/10.35633/inmateh-62-16>.
6. Rogovskii I., Titova L., Trokhaniak V., Trokhaniak O., Stepanenko S. Experimental study of the process of grain cleaning in a vibro-pneumatic resistant separator with passive weeders. Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Series II: Forestry, Wood Industry, Agricultural Food Engineering. 2020. Vol. 13 (62). No 1. <https://doi.org/10.31926/but.fwiafe.2020.13.62.1.11>. P. 117-128.
7. Гевко Р. Б., Клендій О. М. Запобіжний пристрій. Патент №71785, МПК F16D 7/00, заявник і власник патенту Тернопільський національний економічний університет. № u201200608; заявл. 19.01.2012; опубл. 25.07.2012, Бюл. № 14.
8. Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Solomka O. V., Popyk P. S., Shvidia V. O., Stepanenko S. P. Experimental studies of drying conditions of grain crops with high moisture content in low-pressure environment. INMATEH. Agricultural Engineering. Bucharest. 2019. Vol. 57. No 1. P. 141-146.
9. Гевко Р. Б., Клендій О. М. Підвищення надійності функціонування гвинтових конвеєрів. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків, 2011. Вип. 114. С. 168-172.
10. Гевко Р. Б., Клендій О. М. Результати експериментальних досліджень кулькового запобіжного пристрою шнекового транспортера. Вісник інженерної академії України. 2014. № 3-4. С. 236-241.

References

1. Pylypaka S. F., Nesvidomin V. M., Klendii M. B., Rogovskii I. L., Kresan T. A., Trokhaniak V. I. (2019). Conveyance of a particle by a vertical screw, which is limited by a coaxial fixed cylinder. Bulletin of the Karaganda University – Mathematics. 95(3). 108-118. doi 10.31489/2019M2/108-119.
2. Kresan T., Pylypaka S., Ruzhylo Z., Rogovskii I., Trokhaniak O. (2020). External rolling of a polygon on a closed curvilinear profile. Acta Polytechnica. 60(4). 313-317. <https://doi.org/10.14311/AP.2020.60.0313>.
3. Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Haponenko O. I., Ohiienko M. M., Kulik V. P. (2020). Engineering management of tillage equipment with concave disk spring shanks. INMATEH. Agricultural Engineering. 60(1). 45-52. doi: 10.35633/INMATEH-60-05.
4. Rogovskii I., Titova L., Trokhaniak V., Trokhaniak O., Stepanenko S. (2019). Experimental study in a pneumatic microbioculture separator with apparatus camera. Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Series II: Forestry, Wood Industry, Agricultural Food Engineering. 12(1). 117-128.
5. Trokhaniak V. I., Rogovskii I. L., Titova L. L., Dziubata Z. I., Luzan P. H., Popyk P. S. (2020). Using CFD simulation to investigate the impact of fresh air valves on poultry house aerodynamics in case of a side ventilation system. INMATEH. Agricultural Engineering. 62(3). 155-164. doi: <https://doi.org/10.35633/inmateh-62-16>.
6. Rogovskii I., Titova L., Trokhaniak V., Trokhaniak O., Stepanenko S. (2020). Experimental study of the process of grain cleaning in a vibro-pneumatic resistant separator with passive weeders. Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Series II: Forestry, Wood Industry, Agricultural Food Engineering. 13 (62-1). <https://doi.org/10.31926/but.fwiafe.2020.13.62.1.11>. 117-128.
7. Hevko R. B., Klendii O. M. (2012). Safety device. Pat. №71785, IPC F16D 7/00, applicant and patent owner Ternopil National Economic University. № u201200608; Application 19.01.2012; Publ. 25.07.2012, Bull. № 14.
8. Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Solomka O. V., Popyk P. S., Shvidia V. O., Stepanenko S. P. (2019). Experimental studies of drying conditions of grain crops with high moisture content in low-pressure environment. INMATEH. Agricultural Engineering. Bucharest. 57(1). 141-146.
9. Hevko R. B., Klendii O. M. (2011). Improving the reliability of the operation of screw conveyors. Bulletin of the Petro Vasilenko Kharkiv National Technical University of Agriculture, Kharkiv. 114. 168-172.
10. Hevko R. B., Klendii O. M. (2014). The results of experimental studies of the ball safety device of the screw conveyor. Bulletin of the Engineering Academy of Ukraine. Kyiv. (3-4). 236-241.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ
ИЗМЕНЕНИЯ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА РАБОТЫ
ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЙ МУФТЫ

А. Н. Троханяк

Аннотация. В статье представлена конструкция предохранительной муфты, которая дает

возможность повысить эффективность функционирования винтовых конвейеров в экстремальных условиях эксплуатации. Разработан и изготовлен экспериментальный стенд для определения оптимальных параметров и режимов работы винтового конвейера с предохранительной муфтой при перегруженном рабочем органе. Для определения значения влияния таких факторов, как угол наклона рабочего органа к горизонту, частота вращения рабочего органа и время рост момента сопротивления на величину крутящего момента на приводном валу, который возникает при перемещении сыпучего или кускового материала, проведения многофакторный эксперимент. По результатам исследований для наглядного отображения результатов построены зависимости поверхностей отклика параметра оптимизации и их двухмерное сечение.

Ключевые слова: винтовой конвейер, шнек, муфта, канавка, крутящий момент.

INVESTIGATIONS RESULTS OF CHANGE IN TORQUE OF WORK OF SAFETY CLUTCH

O. M. Trokhaniak

Abstract. In the article the overload clutch design, which makes it possible to increase the efficiency of screw conveyors in extreme conditions. A test bench has been developed and made in order to determine the optimum engineering data and operation conditions of a screw conveyor if an operating device is overloaded. In order to determine the intensity of the influence of such factors as a slope angle of an operating device relative to a horizon, the frequency of the rotation of an operating device and the rate of increase in the moment of resistance on the value of a torque of on a drive shaft, which arises when moving bulk and lump cargo a multifactor experiment has been conducted. As a result of the calculations the dependencies of the response surfaces of the optimization parameter and the two-dimensional section of response surfaces for the visual display of the results of the experimental investigation.

Key words: screw conveyer, screw, clutch, groove, torque.

О. М. Троханяк ORCID 0000-0002-4671-5824.

УДК 631.363

ОБґРУНТУВАННЯ ЗМІНИ КОНСТРУКЦІЇ КОРПУСУ ВАКУУМНОГО НАСОСУ

В. С. Хмельовський, О. В. Сутковий

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: brnivl2020@gmail.com.

Історія статті: отримано – листопад 2020, акцептовано – грудень 2020.

Бібл. 12, рис. 7, табл. 1.

Анотація. Виробництво молока тісно пов'язане з технологічним процесом доїння. Операції, які задіяні у цьому процесі, потребують високої відповідальності та є досить трудомісткими. Економічна ефективність процесу доїння залежить не тільки від кваліфікації операторів, а в значній мірі визначається технічною досконалістю засобів механізації, що при цьому використовуються. Адже вакуумний насос, який входить до складу будь-якої доїльної установки, має вагомий вплив на продуктивність останньої. Від кількості забраного повітряного середовища залежить робота виконавчих елементів доїльних машин, а також транспортування видоеного молока. Досконалість конструкції вакуумного насоса має вплив на енергомісткість процесу доїння.

Зроблено аналіз вакуумних насосів, які використовуються у технологічному процесі машинного доїння. Проведені дослідження, і літературні джерела свідчать, що найбільшого поширення набули механічні ротаційні вакуумні насоси, це пояснюється рядом техніко-економічних показників. Питома енергоємність ротаційного пластинчатого вакуумного насоса залежить від величини встановленого робочого вакууму і частоти обертання ротора. У більшості ротаційно-пластинчатих вакуумних насосів конструкція корпусу передбачає рух повітря крізь впускний патрубок до впускного вікна та максимально не заповнює простір між двома лопатками. При виході повітря не забезпечується швидкий вихід крізь випускне вікно. Вказані недоліки усуваються тим, що в кінці (за напрямом руху ротора) впускного вікна розміщено поперечний паз. Для ефективного виведення повітря з насоса, випускне вікно, на початку (за напрямом руху ротора), має поперечний паз, розміри пазів становлять 4/5 від ширини корпусу вакуумного насоса та не менше 1/2 від ширини відповідного вікна.

Запропонована конструкція корпусу вакуумного насоса дає можливість підвищити продуктивність на 7-12 % та знизити споживану потужність на урухомлення 8-10 %, крім цього спостерігається зниження нагрівання корпусу до 67-74 °С.

Ключові слова: вакуумний насос, корпус, ротор, продуктивність, пластина, споживана потужність.

Постановка проблеми

У технології виробництва продукції тваринництва, а саме молока, процес доїння сільськогосподарських тварин є одним з найвідповідальніших і досить трудомістких. Економічна ефективність процесу доїння в значній мірі визначається технічною досконалістю засобів механізації, що при цьому використовуються [1, 2]. До складу будь-якої доїльної установки входить вакуумний насос, саме він має вагомий вплив на її продуктивність. Вакуумний насос має створювати вакуумметричний тиск повітря заданих параметрів, з можливістю їх регулювання, а контроль та стабілізацію покладають на вакуумметр і вакуумрегулятор. Саме від кількості забраного повітряного середовища залежить робота виконавчих елементів доїльних машин – доїльних апаратів, а також транспортування видоеного молока. Конструкційно-технологічна досконалість вакуумного насоса має вплив на енергомісткість процесу доїння та відновлення параметрів вакуумметричного тиску в молоко вакуумних магістралей.

Аналіз останніх досліджень

У доїльних установках застосовуються різноманітні схеми і конструкції вакуумних систем, основною складовою яких є вакуумні насоси.

Основним елементом будь-якої вакуумної установки, як правило, є механічний вакуумний насос.

Одним, мабуть, з найстаріших є поршневі вакуумний насос рис. 1, а.

Насоси такого типу, тим не менш, до цих пір випускаються рядом західних фірм. Як правило, це машини малої продуктивності. Вони розвивають вакуум до 20 кПа. У секторі сільського господарства, для доїльних установок, такі вакуумні насоси нині не використовують.

Мембранні насоси рис. 1, б. відповідають вимогам безшумної роботи. У них переміщення робочого середовища відбувається за рахунок зміни обсягу робочої камери в результаті деформації пружної мембрани.

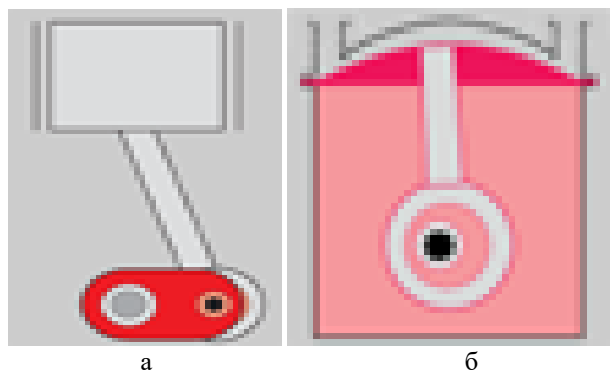


Рис. 1. Вакуумний насос: а – поршневий, б – мембранний.

Fig. 1. Vacuum pump: a – piston, b – diaphragm.

Внаслідок конструктивних особливостей цього виду насосів (мембрани великих розмірів важкі у виготовленні і неминуче ведуть до невиправданого збільшення габаритних розмірів машини, крім того неможливо уникнути внутрішніх перетоків між мембраною і стінкою робочої камери), вони обмежені в продуктивності до $15 \text{ м}^3/\text{год}$ і не можуть розвивати хороший вакуум, зазвичай, не більше 20 кПа, але, зате, прості в обслуговуванні та не мають деталей, що труться, відсутні мастила та мають високу корозійну стійкість.

Мембранні насоси знайшли застосування в конструкціях пересувних доїльних установок для подачі теплої води.

Переважаюча більшість доїльних установок укомплектовано вакуумними системами, в яких використовуються два типи насосів: пластинчатий ротаційний та водокільцевий вакуумні насоси. Ці насоси знайшли застосування в установках виробників молочно-доїльного обладнання «GEA Farm Technologies», «DeLaval», «Milkline», BAT «Брацлав». Ще один тип насосів, який заслуговує на увагу, є двороторний вакуумний насос, який знайшов використання в вакуумних системах доїльних установок компанії «BouMatic».

Водокільцеві вакуумні насоси рис. 2 за робоче середовище використовують воду.

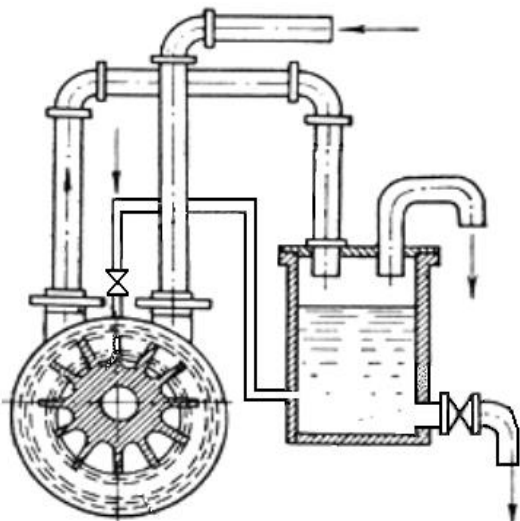


Рис. 2. Водокільцевий вакуумний насос.

Fig. 2. Water ring vacuum pump.

Ротор, обертаючись, створює рідинне кільце, яке спільно з лопатками ротора утворює окремі робочі осередки, обсяг яких циклічно змінюється по ходу обертання, що і забезпечує створення вакууму [3, 4].

Вакуумні насоси цього типу екологічно безпечні з низьким рівнем шуму, відзначаються значною об'ємною продуктивністю, простотою конструкції і надійністю в роботі та створюють вакуум - до 80 кПа.

У них відсутні металеві поверхні тертя та не потрібне мастило під час роботи. Проте, достатня надійність в роботі забезпечується лише за певних умов експлуатації. Зокрема, вони можуть працювати лише при плюсовій температурі навколишнього середовища та вимагають додаткових пристроїв для подачі робочої рідини.

До недоліків цих машин можна віднести не високий ККД, нестійкий режим роботи і високі експлуатаційні витрати на одиницю питомої продуктивності, вони мають високі витрати споживаної потужності – $0,33\text{--}1,22 \text{ кВт}\cdot\text{год}/\text{м}^3$ [3, 4, 5] та необхідність обслуговування робочої рідини. Існує чотири схеми підключення робочої рідини: 1) Наскрізна. Рідина разом з відкачуванням повітрям подається на злив. 2) Сепарація. Рідина відділяється від повітря в сепараторі, встановленому на нагнітальному фланці вакуумного насоса. Рідина з сепаратора подається на злив, а повітря або газ - на вихлоп. 3) Часткова рециркуляція. Рідина з сепаратора направляється в насос, частково змішуючись, при цьому, свіжою порцією рідини з мережі. 4) Повна рециркуляція. Рідина з сепаратора проходить через фільтр, потім охолоджується в теплообміннику і знову надходить у вакуумний насос.

Схема підключення рідини визначається умовами виробництва, а також можливістю необмежено оновлювати робочу рідину.

У деяких установках знаходять застосування двороторні вакуумні насоси (рис. 3) [4, 6, 7, 8, 9].

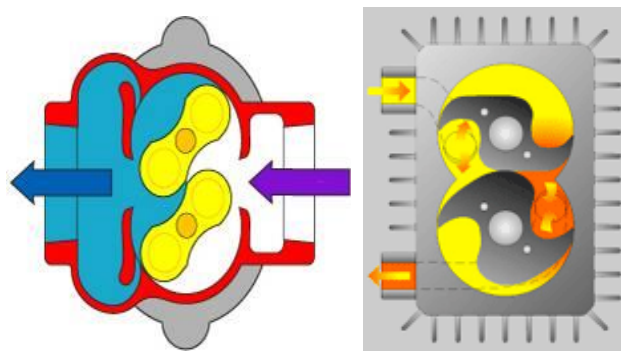


Рис. 3. Схема двороторного вакуумного насоса: а – ротори у формі вісімки, б – ротори кігтеподібної форми.

Fig. 3. The scheme of two-rotor vacuum pump: a – rotors in the form of eight, b – rotors of claw-shaped form.

Вони мають овальну камеру в середині якої розміщено два ротори, що обертаються назустріч один одному виконаними, як правило, у формі вісімки та переносять повітря від всмоктуючого до нагнітального вікна. До класичних двороторних насосів рис. 3,а можна віднести вакуумні насоси Рутса. Всмоктуючий і напірний патрубки у них виконані не на верхній і

нижній, а на торцевій стінці, а ротори мають складну кігтеподібну форму рис. 3, б. Різновидом двороторних вакуумних насосів є також гвинтові насоси. Істотним недоліком насосів цього типу є те, що вони не можуть працювати ефективно при високих тисках, через великі внутрішні перетікання повітря. Ці насоси енергоємні, оскільки на робочі органи постійно діє повний перепад тиску нагнітання, у них невеликий ККД і шум високої частоти, який викликається перервами в процесі всмоктування і нагнітання повітря.

В технологічному процесі машинного доїння найбільшого поширення набули механічні ротаційні вакуумні насоси, так як їх техніко-технологічні параметри відповідають техніко-економічним вимогам, які ставляться до доїльних установок [1, 2].

Проведені дослідження і літературні джерела свідчать [10, 11, 12], що з усіх типів ротаційних вакуумних насосів, призначених для доїльних установок, кращі показники (таблиця 1) мають ротаційні вакуумні насоси пластинчатого типу з ексцентричним розташуванням ротора (рис. 4). Це пояснюється досить високою продуктивністю, простотою конструкції, низькою вартістю насоса, незалежністю від природно-кліматичних умов.

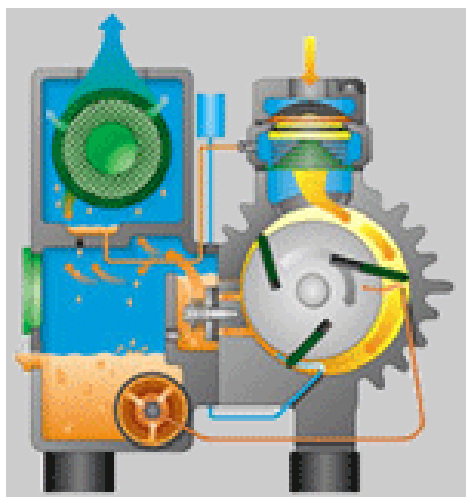


Рис. 4. Схема ротаційно-пластинчатого вакуумного насоса.

Fig. 4. Scheme of a rotary-plate vacuum pump.

Принцип роботи насоса цього типу базується на зміні об'єму робочої камери, що відсікається пластинами, які мають тангенціальне (похиле) розташування при обертанні ротора, який розташовано ексцентрично в корпусі насоса. Порівняно з іншими, пластинчаті ротаційні вакуумні насоси мають досить високий коефіцієнт корисної дії (0,8–0,9), низьку енергоємність (0,06–0,08 кВт год/м³), простоту конструкції і обслуговування, можливість безпосереднього з'єднання з електродвигуном. Питома енергоємність ротаційного пластинчатого вакуумного насоса залежить від величини встановленого робочого вакууму і частоти обертання ротора. Для усунення зазорів і внутрішніх перетоків, а також для зменшення тертя і охолодження в них можуть використовуватися різні типи олив. Залежно від використання оливи вакуумні насоси цього типу

поділяються на три групи: сухі (безоливні), оливозаливні, в яких олива потрапляє безпосередньо в робочу камеру і вакуумні насоси з рециркуляцією оливи. Насоси цього типу добре урівноважені, при досить великих обертах створюють менші пульсації вакууму і мають невеликі габаритні розміри і масу. Для пластинчатих ротаційних вакуумних насосів не потрібні масивні фундаменти, оскільки вони мають плавний, з мінімальною вібрацією, характер роботи. Ці насоси більш рівномірно відкачують повітря і більш швидкохідні.

Таблиця 1. Показники роботи вакуумних насосів.

Table 1. Performance indicators of vacuum pumps.

Тип вакуумного насоса	ККД насоса, який враховує втрати	Коефіцієнт подачі	Питома енергоємність при робочому вакуумі, кВт·год/м ³
Ротаційний пластинчатий	0,80-0,90	0,3-0,4	0,06-0,08
Водокільцевий	0,48-0,52	0,4-0,7	0,33-1,22
Двороторний (Рутса)	0,70-0,80	0,6-0,8	0,64-0,82

Враховуючи вищезазначене, для зменшення енерговитрат при роботі доїльних установок, доцільно використовувати ротаційні пластинчаті вакуумні насоси, споживану потужність урухомлення яких можна зменшити шляхом:

- збільшення об'єму камери впускного та випускного вікна на внутрішній поверхні корпусу вакуумного насоса;
- розміщення впускного та випускного патрубків в місцях, де сили, що діють на лопатку, забезпечують максимальне притискання її до корпусу ротора (за ходом обертання ротора в площині її поперечного перерізу);
- зменшення величини зони транспортування повітря та його стискування;
- встановлення сервоконтролю частоти обертання ротора вакуумного насоса.

Мета досліджень

Метою роботи є підвищення продуктивності та зниження енергомосткості вакуумного насоса шляхом вдосконалення корпусу вакуумного насоса, який сприяє підвищенню заповнення повітрям міжлопатевого простору та забезпечення виведення повітря крізь випускне вікно з мінімальним опором.

Під час дослідження використовувався ротаційно-пластинчатий вакуумний насос НВ-1, з удосконаленим корпусом, на якому проводились лабораторно-експериментальні дослідження.

Для визначення продуктивності, споживаної потужності на урухомлення вакуумного насоса, використовували вакуумметр КИ-4840 М, аналогово-цифровий перетворювач (АЦП) та струмові кліщі. Дослідження проводились при температурі

навколишнього середовища від $+14^{\circ}\text{C}$ до $+25^{\circ}\text{C}$.

Результати досліджень

Відомий [2] ротаційно-пластинчатий вакуумний насос НВ-1, до складу якого входить корпус, який має впускний та випускний патрубки, впускне та випускне вікна. В середині корпусу, ексцентрично відносно корпусу, встановлено ротор в якому в пазах розміщені пластини.

Недолік відомого вакуумного насоса в тому, що у процесі створення вакууму повітря рухається крізь впускний патрубок до впускного вікна та максимально не заповнює простір між двома лопатками, а при переміщенні об'єму повітря між двома лопатками, не забезпечує швидкий вихід повітря, та повільно зменшує опір провертання ротора, при транспортуванні повітря в зоні випускного вікна. Це пов'язано з тим, що ширина впускного та випускного вікон становить $1/5$ від ширини корпусу вакуумного насоса, це приводить до часткового заповнення повітрям міжлопаткового простору та збільшення опору при його випуску.

Забезпечуючи мету досліджень вдосконалений корпус вакуумного насоса 1 має впускний та випускний патрубки, діаметри яких близькі до ширини відповідних вікон, впускне вікно 5, яке в кінці (за напрямом руху ротора) має поперечний паз 6, розміри якого становить $4/5$ від ширини корпусу вакуумного насоса та не менше $1/2$ від ширини впускного вікна рис. 5, та випускне вікно 9, яке на початку (за напрямом руху ротора) має поперечний паз 8, розміри якого становить $4/5$ від ширини корпусу вакуумного насоса та не менше $1/2$ від ширини випускного вікна рис. 6.

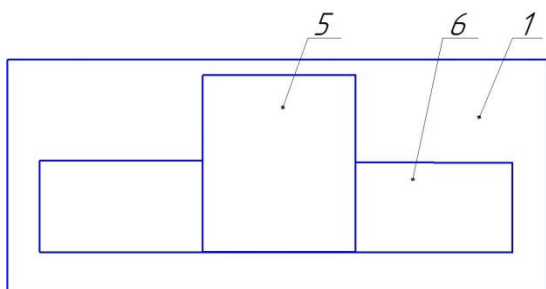


Рис. 5. Форма впускного вікна.

Fig. 5. The shape of the inlet window.

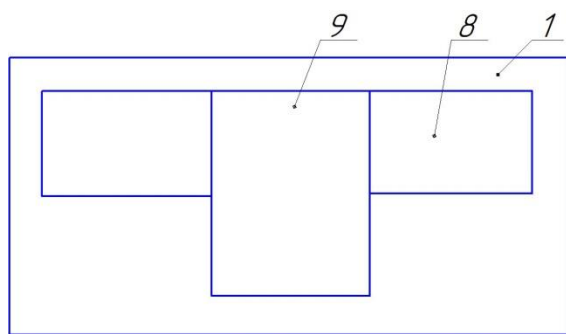


Рис. 6. Форма випускного вікна.

Fig. 6. The shape of the exhaust window.

Вакуумний насос рис. 7 з удосконаленим корпусом працює таким чином: в середині циліндричного корпусу 1, який має впускний 4 та випускний 10 патрубки, впускне 5 та випускне 9 вікна, поперечні пази впускного 6 та випускного 8 вікон, обертається ротор 2, який встановлено ексцентрично. Ротор має чотири тангенціально розміщені пази, в яких вільно переміщуються текстолітові лопатки 3.

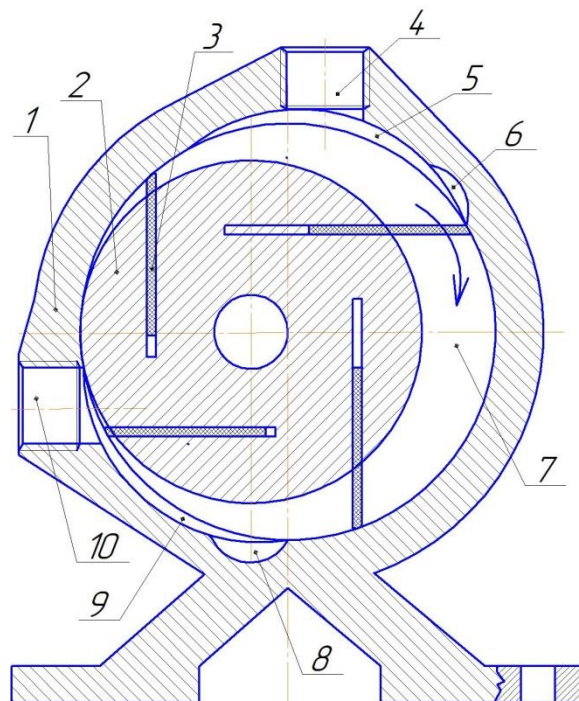


Рис. 7. Ротаційно-пластинчатий вакуумний насос з удосконаленим корпусом.

Fig. 7. Rotary-plate vacuum pump with advanced housing.

При обертанні ротора пластини 3 періодично занурюються в пази або виходять з них, змінюючи при цьому об'єм між двома суміжними лопатками. Цей об'єм (рахуючи від найменшого зазору між корпусом 1 і ротором 2) за один оберт ротора 2 при всмоктуванні збільшується, створюючи розрідження між лопатками 3, максимальному заповненню простору слугує поперечний паз впускного вікна 6, а потім перед випускним вікном 9 зменшується і повітря під тиском, потрапляє в поперечний паз випускного вікна 8, надходить до випускного патрубка 10 крізь фільтр в атмосферу.

Запропонована конструкція корпусу вакуумного насоса дає можливість підвищити продуктивність на 7-12 % та знизити споживану потужність на урухомлення 8-10 %, крім цього спостерігається зниження нагрівання корпусу до $67-74^{\circ}\text{C}$.

Висновки

1. Лабораторними дослідженнями на діючому фрагменті доільної установки було встановлено, що повітря рухається до впускного вікна, яке з'єднане із поперечним пазом та максимально заповнює простір між двома лопатками.

2. Переміщений об'єм повітря, який знаходиться між двома лопатями, до зони випускного поперечного паза та вікна, забезпечує швидкий вихід повітря, тим самим зменшує опір провертання ротора.

3. Змінена конструкція корпусу вакуумного насоса дає можливість підвищити продуктивність на 7-12 % та знизити споживану потужність на урухомлення 8-10 %, крім цього спостерігається зниження нагрівання корпусу до 67-74 °С.

Список літератури

1. Ревенко І.І., Ревенко Ю.І. Удосконалення вакуумної установки доїльних агрегатів. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. 2015. Вип. 212. Ч. 1. С. 108-113.
2. Ревенко І.І., Брагінець М.В., Хмельовський В.С. Машина та обладнання для тваринництва. Київ. ТОВ «ЦП Компрінт». 2018. 567 с.
3. Алферов А.И. Исследование процесса повреждаемости крыльчатки водокольцевого вакуумного насоса доильного агрегата. Вісник Харківського національного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2007. Вип. 51. С. 246-252.
4. Алферов А.И., Гринченко А.С. Ресурсные испытания и оценка долговечности крыльчатки вакуумного насоса доильного агрегата. Вісник Харківського національного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. Харків. 2007. Вип. 61. С. 81-86.
5. Ревенко І.І., Медведський О.В. Оцінка стабільності технологічних характеристик вакуумної системи мобільної доїльної установки. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. 2012. Вип. 170(1). С. 39-46.
6. Bjerring M., Rasmussen M.D. Vacuum fluctuations in the liner during automatic milking. Proceedings, First North American Conference on robotic milking. Toronto. Canada. 2002. P. 64-66.
7. Häussermann A.A., Hartung E. Field study on teat-end vacuum in different milking systems and its effect on teat condition. Proceedings, Precision Dairy Management. The First North American Conference on Robotic Milking. 02.-05.03.2010. Toronto. Canada. 2010. P. 226-227.
8. Shevchenko I., Aliev E. Automated control systems for technical processes in dairy farming. Annals of Warsaw University of Sciences – SGGW. – Agriculture (Agricultural and Forest Engineering). 2013. № 61. P. 41-49.
9. Kubina L. Kováč Š. Decreasing energetic demands of vacuum pumps being used in machine milking with utilization of a frequency convertor. RES. AGR. ENG. 2002. № 48. P. 103-111.
10. Дудін В.Ю., Плотницький В.І., Алієв Е.Б. Експериментальні дослідження фаз розподілу повітря ротаційного пластинчатого вакуумного насоса. Materiały IX Międzynarodowej naukowo-praktycznej konferencji «Perspektywiczne opracowania są nauką i technikami 2013». Rolnictwo : Przemysł. Nauka i studia,

2013. Vol. 32. P. 24-27.

11. Дудін В. Ю. Фази розподілу повітря ротаційного вакуумного насоса з тангенційним розміщенням пластин. Геотехнічна механіка. Дніпропетровськ. 2008. Вип. 75. С. 254-258.

12. Линник Ю. О., Павленко С. І. Зниження енерговитрат ротаційних вакуумних насосів доїльних установок. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2014. Вип. 144. С. 145-151.

References

1. Revenko I. I., Revenko Y. I. (2015). Improvement of vacuum installation of milking units. Scientific Bulletin of the National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: Engineering and energy of agro-industrial complex. 212(1). 108-113.
2. Revenko I. I., Braginets M. V., Khmelovsky V. S. (2018). Machinery and equipment for animal husbandry. Kyiv. TOV «TsP Komprint». 567.
3. Alferov A. I. (2007). Investigation of the process of damaging the impeller of a liquid ring vacuum pump of a milking unit. Bulletin of Petro Vasilenko Kharkiv National University of Agriculture. Kharkiv. 51. 246-252.
4. Alferov A. I., Grinchenko A. S. (2007). Service life tests and assessment of the durability of the milking machine vacuum pump impeller. Bulletin of Petro Vasilenko Kharkiv National University of Agriculture. Kharkiv. 61. 81-86.
5. Revenko I. I., Medvedsky O. V. (2012). Estimation of stability of technological characteristics of vacuum system of mobile milking installation. Scientific Bulletin of the National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Engineering and energy of agro-industrial complex. 170(1). 39-46.
6. Bjerring M., Rasmussen M.D. Vacuum fluctuations in the liner during automatic milking. Proceedings, First North American Conference on robotic milking, Toronto, Canada. 2002. P. 64-66.
7. Häussermann A.A., Hartung E. (2010). Field study on teat-end vacuum in different milking systems and its effect on teat condition. Proceedings, Precision Dairy Management. The First North American Conference on Robotic Milking. 02.-05.03.2010. Toronto. Canada. 226-227.
8. Shevchenko I., Aliev E. (2013). Automated control systems for technical processes in dairy farming. Annals of Warsaw University of Sciences – SGGW. – Agriculture (Agricultural and Forest Engineering). 61. 41-49.
9. Kubina L. Kováč Š. Decreasing energetic demands of vacuum pumps being used in machine milking with utilization of a frequency convertor. RES. AGR. ENG. 2002. № 48. P. 103-111.
10. Dudin V. Y., Plotnitsky V. I., Aliyev E. B. (2013). Experimental studies of the air distribution phases of a rotary vane vacuum pump. Proceedings of the IX International Scientific and Practical Conference "Perspectives on Science and Technology 2013". Rolnictwo. Przemysł. Nauka i studia. 32. 24-27.
11. Dudin V. Yu. (2008). Phases of air distribution of the rotary vacuum pump with tangential arrangement of

plates. Geotechnical Mechanics: Interdepartmental. zb. Science. Proceedings of the Institute of Geotechnical Mechanics. MS Polyakova NAS of Ukraine. Dnepropetrovsk. 75. 254-258.

12. Linnik Y. O., Pavlenko S. I. (2014). Reduction of energy consumption of rotary vacuum pumps of milking installations. Technical systems and technologies of animal husbandry: Bulletin of the Petro Vasylenko Kharkiv National Technical University of Agriculture. Kharkiv. 144. 145-151.

ОБОСНОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ КОНСТРУКЦИИ КОРПУСА ВАКУУМНЫХ НАСОСОВ

В. С. Хмелевский, О. В. Сутковой

Аннотация. Производство молока тесно связано с технологическим процессом доения. Операции, которые задействованы в этом процессе требуют высокой ответственности и являются достаточно трудоемкими. Экономическая эффективность процесса доения зависит не только от квалификации операторов, а в значительной степени определяется техническим совершенством средств механизации, которые при этом используются.

Ведь вакуумный насос, который входит в состав любой доильной установки, имеет значительное влияние на производительность последней. От количества отобраного воздуха зависит работа исполнительных элементов доильных машин, а также транспортировки выдоенного молока. Совершенство конструкции вакуумного насоса влияет на энергоемкость процесса доения. Сделан анализ вакуумных насосов, используемых в технологическом процессе машинного доения. Проведенные исследования и литературные источники свидетельствуют, что наибольшее распространение получили механические ротационные вакуумные насосы, это объясняется рядом технико-экономических показателей. Удельная энергоемкость ротационного пластинчатого вакуумного насоса зависит от величины установленного рабочего вакуума и частоты вращения ротора. В большинстве ротационно-пластинчатых вакуумных насосов конструкция корпуса предусматривает движение воздуха через впускной патрубок к впускному окну и максимально не заполняет пространство между двумя лопатками. При выходе воздуха не обеспечивается быстрый выход через выпускное окно. Указанные недостатки устраняются тем, что в конце (по направлению движения ротора) впускного окна размещено поперечный паз. Для эффективного вывода воздуха из насоса выпускное окно, в начале, (по направлению движения ротора) имеет поперечный паз, размеры пазов составляют 4/5 от ширины корпуса вакуумного насоса и менее 1/2 от ширины соответствующего окна.

Предложенная конструкция корпуса вакуумного насоса дает возможность повысить производительность на 7-12% и снизить потребляемую мощность на привод 8-10%, кроме этого наблюдается снижение нагрева корпуса до 67-74 °С.

Ключевые слова: вакуумный насос, корпус, ротор, производительность, пластина, потребляемая мощность.

JUSTIFICATION OF CHANGE IN CASE OF VACUUM PUMPS

V. S. Khmelovsky, O. V. Sutkovyi

Abstract. Milk production is closely related to the milking process. The operations that are involved in this process require high responsibility and are quite laborious. The economic efficiency of the milking process depends not only on the qualifications of the operators, but to a large extent is determined by the technical perfection of the means of mechanization that are used.

After all, the vacuum pump, which is part of any milking installation, has a significant impact on the productivity of the latter. The operation of the executive elements of the milking machines, as well as the transportation of milked milk, depends on the amount of air taken. The perfect design of the vacuum pump affects the energy consumption of the milking process. The analysis of vacuum pumps used in the technological process of machine milking is made. Research and literary sources indicate that mechanical rotary vacuum pumps are most widely used, this is explained by a number of technical and economic indicators. The specific energy consumption of a rotary vane vacuum pump depends on the value of the set working vacuum and the rotor speed. In most rotary vane vacuum pumps, the housing design provides for the movement of air through the inlet pipe to the inlet port and does not fill the space between the two blades as much as possible. If the air is escaping, it cannot be quickly emitted through the outlet window. These disadvantages are eliminated by the fact that a transverse groove is located at the end (in the direction of movement of the rotor) of the inlet window. To effectively remove air from the pump, the outlet window, at the beginning (in the direction of the rotor movement), has a transverse groove, the dimensions of the grooves are 4/5 of the width of the vacuum pump housing and less than 1/2 of the width of the corresponding window. The proposed design of the body of the vacuum pump makes it possible to increase the productivity by 7-12% and reduce the power consumption for the drive by 8-10%, in addition, there is a decrease in the heating of the body to 67-74 °C.

Key words: vacuum pump, housing, rotor, productivity, plate, power consumption.

В. С. Хмельовський ORCID 0000-0002-6018-8821.

О. В. Сутковий ORCID 0000-0002-8252-9068.

УДК 621.873

ДОСЛІДЖЕННЯ ОПТИМАЛЬНОГО ШВИДКІСНОГО РЕЖИМУ РУХУ ПІД ЧАС ПУСКУ ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОЇ СТІЛОВОЇ СИСТЕМИ КРАНА

В. С. Ловейкін¹, Д. А. Паламарчук², Ю. О. Ромасевич¹, М. М. Балака²

¹Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна;

²Київський національний університет будівництва і архітектури, Україна.

Стаття зі спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: lovvs@ukr.net.

Історія статті: отримано – листопад 2020, акцептовано – грудень 2020.

Бібл. 14, рис. 9, табл. 0.

Анотація. У даній роботі наведено результати аналітичного дослідження кінематичних характеристик шарнірно-зчленованої стрілової системи порталного крана на початку руху. Вказане дослідження проведено на ділянці розгону електродвигуна механізму зміни вильоту, від початку ввімкнення до досягнення номінальної частоти обертання. При цьому, номінальна частота обертання ротора електродвигуна відповідає робочій швидкості горизонтального переміщення вантажу. Розгін електродвигуна відбувається за законом, що відповідає оптимізації середньоквадратичного відхилення швидкостей вантажу та осі кінцевого обвідного блока.

Проведено дослідження руху ШЗСС крана під час пуску за законом оптимізації середньоквадратичного відхилення швидкостей при різних крайових умовах. Побудовано графічні залежності кінематичних характеристик вантажу та його точки підвісу на хоботі. Це дозволяє встановити можливість практичного використання вказаного закону. На основі проведених досліджень розроблено рекомендації щодо вибору початкових та кінцевих крайових умов під час розгону двигуна механізму зміни вильоту.

Також, проаналізовано кінематичні характеристики руху стрілової системи порталного крана під час пуску за законами оптимізації середньоквадратичного відхилення прискорень та ривків, а також виконано порівняння з рухом стрілової системи за законом оптимізації середньоквадратичного відхилення швидкостей.

Ключові слова: шарнірно-зчленована стрілова система, механізм зміни вильоту, оптимальне керування, розгойдування вантажу.

Постановка проблеми

Горизонтальне переміщення вантажу за допомогою механізму зміни вильоту є окремим робочим рухом кранів з шарнірно-зчленованою стріловою системою (ШЗСС). Цей робочий рух може виконуватись самостійно або шляхом суміщення з

іншими робочими рухами, в залежності від технологічних потреб під час роботи крана.

Важливими проблемами при використанні кранів під час перевантажувальних робіт є скорочення тривалості робочого циклу перевантаження, а також збільшення міжремонтного циклу металоконструкції стрілової системи та крана в цілому. Поставлені питання можна вирішити шляхом мінімізації розгойдувань вантажу на гнучкому канатному підвісі. Найбільші розгойдування вантажу на гнучкому підвісі спостерігаються під час роботи електродвигуна механізму зміни вильоту на перехідних режимах.

Розгойдування негативно впливають на такі показники ефективності кранів з ШЗСС як: продуктивність, економічність, надійність маневреність тощо [1].

Величина відхилення вантажного канату від вертикалі залежить від таких факторів: маси вантажу, швидкості його горизонтального переміщення, тривалості включення електродвигуна механізму, положення центра мас вантажу відносно точки підвісу, вітрових навантажень тощо.

В зв'язку з цим, виникає потреба дослідження руху стрілової системи за законом оптимізації середньоквадратичного відхилення швидкостей на ділянці пуску.

Аналіз останніх досліджень

Грунтовні дослідження кінематики та динаміки руху такої стрілової системи проведено у монографії [1]. Зокрема, наведено результати досліджень руху стрілової системи за різних законів, що відповідають мінімізації середньоквадратичних відхилень переміщень, швидкостей, прискорень та ривків вантажу та кінцевої точки хобота. Важливим є те, що вказані дослідження проведені при переміщенні вантажу від мінімального значення вильоту до максимального. Однак процес пуску стрілової системи при зміні вильоту вантажу не досліджувався.

У статті [2] досліджено рух ШЗСС крана під час розгону за законом оптимізації середньоквадратичного відхилення прискорень вантажу та осі кінцевого обвідного блоку хобота. Побудовано графічні залежності зміни кінематичних та силових параметрів стрілової системи за різної тривалості цього перехідного режиму руху.

У роботі [3] проаналізовано рух стрілової системи портального крана під час розгону за законом мінімізації середньоквадратичної різниці між ривками вантажу та осі кінцевого обвідного блоку. Побудовано графічні залежності зміни кінематичних характеристик ШЗСС та навантажень у зубчастій рейці при різній тривалості перехідного режиму руху.

ШЗСС портального крана є складною механічною системою з нелінійними функціями положення ланок. Під час досліджень руху такої системи в ряді випадків її заміняють спрощеною моделлю, яка не завжди в повному обсязі описує реальну картину руху. Зокрема, у статті [4] розглядалася проблема оптимізації навантажень на ланки стрілової системи з метою зниження енергоспоживання привідних електродвигунів механізму зміни вильоту. Однак, наведений спосіб у неповному обсязі розкриває зміну інерційних сил на неусталених ділянках руху стрілової системи крана.

Автори статті [5] пропонують мінімізувати енергоємність крана з ШЗСС при проведенні перевантажувальних робіт у портах за рахунок зміни конфігурації стрілової системи та перерозподілу силових навантажень на ланки стрілової системи та кран в цілому.

Аналіз літературних джерел по тематиці досліджень показав, що науковці пропонують різні підходи поліпшення динамічних характеристик стрілових систем. При цьому, загальною метою є покращення наступних показників ефективності кранів: продуктивності, економічності, надійності, маневреності, ергономічності тощо [1].

Мета досліджень

Метою проведеного дослідження є отримання рекомендацій щодо можливості застосування закону оптимізації середньоквадратичних відхилень швидкостей під час розгону електродвигуна рейкового механізму зміни вильоту стрілової системи.

Результати досліджень

У попередніх дослідженнях [1] запропоновано такий режим руху ШЗСС, що забезпечує мінімізацію відхилення між швидкістю кінцевої точки хобота D і центром мас вантажу B (рис. 1), який описується наступною умовою

$$\sum_{i=1}^n |\dot{x} - \dot{x}_D| \rightarrow \min, \quad (1)$$

де $\dot{x}$ – горизонтальна складова швидкості вантажу; $\dot{x}_D$ – горизонтальна складова швидкості кінцевого

обвідного блоку хобота; n – кількість положень стрілової системи під час зміни вильоту.

Дослідження руху проведено для стрілової системи портального крана МАРК-40 з наступними кінематичними та масовими характеристиками:

- мінімальний виліт $S_{\min} = 7,4$ м;
- максимальний виліт $S_{\max} = 30$ м;
- номінальна швидкість горизонтального переміщення вантажу $V = 1,05$ м/с;
- час зміни вильоту від мінімального до максимального $t = 22$ с;
- довжина стріли $L = 25,76$ м;
- довжина хобота $l = 10,16$ м;
- довжина підвісу вантажу $H = 14,7$ м;
- маса стріли $m_1 = 12650$ кг;
- маса хобота (в зборі разом з контрхоботом) $m_2 = 5423$ кг;
- маса відтяжки $m_3 = 3114$ кг;
- маса противаги $m_4 = 13525$ кг;
- середня вантажопідйомність крана на основному гаку $m = 20000$ кг.

Динамічна модель стрілової системи крана наведена на рис. 1.

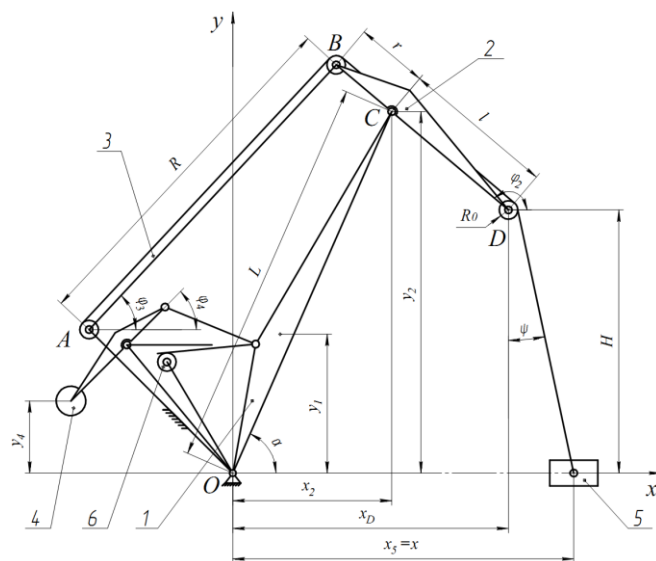


Рис. 1. Схема шарнірно-зчленованої стрілової системи з рейковим механізмом зміни вильоту: 1 – стріла; 2 – прямолінійний хобот; 3 – відтяжка; 4 – противага; 5 – вантаж; 6 – привідна шестерня

Fig. 1. Horse-head jib system with raked luffing mechanism: 1 – main jib; 2 – straight jib; 3 – tieback; 4 – movable counterweight; 5 – cargo; 6 – the driving gear

На рис. 1 ШЗСС використано наступні позначення геометричних характеристик стрілової системи: y_1, y_2, y_4 – вертикальні координати центрів мас відповідно стріли, хобота та рухомої противаги; x_2, x – горизонтальні координати центрів мас відповідно хобота і вантажу; α – кутова координата стріли; $\varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ – кутові координати відповідно хобота, відтяжки та коромисла противаги; L – довжина стріли; l – довжина хобота; r – довжина контрхобота; R –

довжина відтяжки; R_0 – радіус кінцевого обвідного блока; H – довжина підвісу вантажу; ψ – кутова координата відхилення вантажного канату від вертикалі. За узагальнені координати в цій моделі прийнято горизонтальну координату центру мас вантажу та кутову координату стріли.

Оскільки моделю руху вантажу є математичний маятник з рухомою точкою закріплення та довжиною каната H , то для нього є справедливими наступні залежності:

$$\begin{aligned} x_D &= x + \frac{H}{g} \ddot{x}; \dot{x}_D = \dot{x} + \frac{H}{g} \ddot{x}; \\ \ddot{x}_D &= \ddot{x} + \frac{H}{g} \overset{IV}{x}^{IV}; \ddot{\ddot{x}}_D = \ddot{\ddot{x}} + \frac{H}{g} \overset{V}{x}^V, \end{aligned} \quad (2)$$

де x_D , $\dot{x}_D$, $\ddot{x}_D$, $\ddot{\ddot{x}}_D$ – кінематичні характеристики осі обвідного блока хобота D , відповідно, горизонтальна координата, швидкість, прискорення та ривок; x , $\dot{x}$, $\ddot{x}$, $\ddot{\ddot{x}}$, $\overset{IV}{x}$, $\overset{V}{x}$ – кінематичні характеристики центру мас вантажу, відповідно, горизонтальна координата, швидкість, прискорення, ривок та четверта і п'ята похідні за часом від координати.

Умова мінімізації різниці швидкостей забезпечується інтегральним функціоналом, який відображає суму квадратів відхилень швидкостей на всій ділянці перехідного процесу

$$\Delta \dot{x}^2 = \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} (\dot{x} - \dot{x}_A)^2 dt = \frac{H^2}{g^2 t_1} \int_0^{t_1} \ddot{x}^2 dt, \quad (3)$$

де t_1 – тривалість перехідного процесу під час пуску стрілової системи.

Підінтегральний вираз цього функціоналу відображає геометричні співвідношення між горизонтальними координатами вантажу x і кінцевої точки хобота x_A та висотою H .

Вказаний функціонал (3) може бути мінімізований при функціях, які є розв'язком рівняння Ейлера-Пуассона, яке має наступний вигляд

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

Приведене рівняння зводиться до диференціального рівняння шостого порядку і має вигляд

$$\overset{VI}{x} = 0. \quad (5)$$

Після інтегрування цього рівняння за часом, отримано залежності, що описують кінематичні характеристики руху вантажу за встановленим законом:

$$\begin{aligned} \overset{V}{x} &= B_1; \quad \overset{IV}{x} = B_1 t + B_2; \quad \ddot{x} = \frac{1}{2} B_1 t^2 + B_2 t + B_3; \\ \ddot{x} &= \frac{1}{6} B_1 t^3 + \frac{1}{2} B_2 t^2 + B_3 t + B_4; \\ \dot{x} &= \frac{1}{24} B_1 t^4 + \frac{1}{6} B_2 t^3 + \frac{1}{2} B_3 t^2 + B_4 t + B_5; \\ x &= \frac{1}{120} B_1 t^5 + \frac{1}{24} B_2 t^4 + \frac{1}{6} B_3 t^3 + \frac{1}{2} B_4 t^2 + B_5 t + B_6, \end{aligned} \quad (6)$$

де $B_1, B_2, B_3, B_4, B_5, B_6$ – постійні інтегрування, що визначаються за крайовими умовами руху.

У роботі [1] проведено дослідження кінематики руху стрілової системи з підвищеним вантажем за законом оптимізації середньоквадратичних відхилень швидкостей при наступних крайових умовах:

$$\begin{aligned} t = 0, x = x_0, \dot{x} = \ddot{x} = 0; \\ t = t_1, x = x_1, \dot{x} = \ddot{x} = 0, \end{aligned} \quad (7)$$

де x_0 – горизонтальна координата вантажу на початку руху стрілової системи; x_1 – горизонтальна координата вантажу в кінці руху; t_1 – тривалість руху.

Вказані крайові умови описують рух стрілової системи від мінімального значення вильоту до максимального. Однак, такий підхід показав неможливість практичного використання закону мінімізації швидкостей для керування електродвигуном механізму зміни вильоту. Це пов'язано з тим, що на початку та в кінці руху ШЗСС має місце деяке відхилення між швидкостями вантажу $\dot{x}$ та кінцевої точки хобота $\dot{x}_D$ (рис. 2) [1].

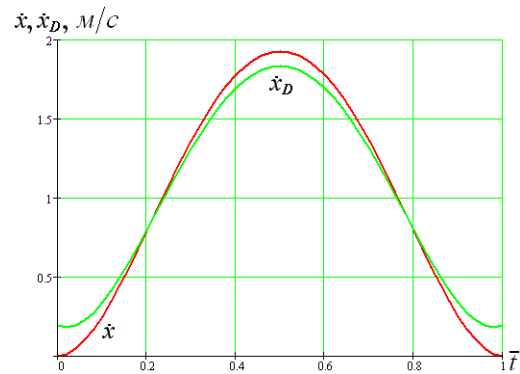


Рис. 2. Графіки зміни швидкостей.

Fig. 2. Graphs of velocities change.

Окрім того, з графіків на рис. 3 видно, що прискорення вантажу має більше значення в порівнянні зі значенням прискорення кінця хобота. Це говорить про те, що під час розгону стрілової системи та при гальмуванні вантаж рухається з натягом за кінцевою точкою хобота.

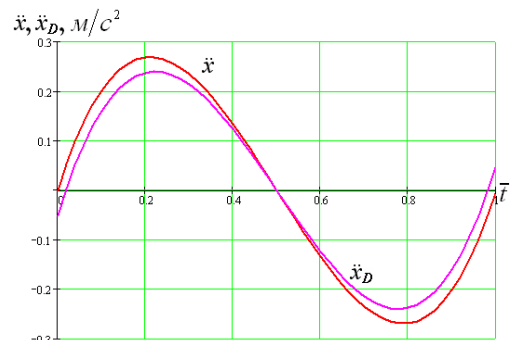


Рис. 3. Графіки зміни прискорень.

Fig. 3. Graphs of accelerations change.

Практична реалізація такого руху із вказаними крайовими умовами можлива, лише у тому випадку, коли сама стрілова система починає та завершує

рухатися раніше від вантажу. Це можливо у випадку послаблення натягу підвісного канату на початку руху. Зважаючи на це, можливість використання закону мінімізації швидкостей для керування електродвигуном механізму зміни вильоту з крайовими умовами (7) є суттєво обмеженою. Графіки наведені на рис. 2 та рис. 3 побудовані залежно від відносного часу руху стрілової системи.

Крайові умови, що забезпечують розгін стрілової системи на ділянці пуску мають вигляд:

$$\begin{aligned} t = 0, x = x_0, \dot{x} = \ddot{x} = 0; \\ t = t_1, \dot{x} = v, \ddot{x} = \ddot{x} = 0, \end{aligned} \quad (8)$$

де v – швидкість горизонтального переміщення вантажу при усталеному русі.

При вказаних крайових умовах постійні інтегрування набувають таких значень:

$$\begin{aligned} B_1 = \frac{72v}{t_1^4}; B_2 = \frac{-48v}{t_1^3}; B_3 = \frac{12v}{t_1^2}; \\ B_4 = 0; B_5 = 0; B_6 = x_0. \end{aligned} \quad (9)$$

Після підстановки постійних інтегрування у систему (6), визначено такий режим руху вантажу, що забезпечує мінімальну середньоквадратичну різницю між швидкістю вантажу та швидкістю кінцевої точки хобота на ділянці розгону стрілової системи:

$$\begin{aligned} x &= R_0 + x_0 + \frac{3vt^5}{5t_1^4} - \frac{2vt^4}{t_1^3} + \frac{2vt^3}{t_1^2}; \\ \dot{x} &= \frac{3vt^4}{t_1^4} - \frac{8vt^3}{t_1^3} + \frac{6vt^2}{t_1^2}; \\ \ddot{x} &= \frac{12vt^3}{t_1^4} - \frac{24vt^2}{t_1^3} + \frac{12vt}{t_1^2}; \\ \ddot{\ddot{x}} &= \frac{36vt^2}{t_1^4} - \frac{48vt}{t_1^3} + \frac{12v}{t_1^2}; \\ \text{IV } x &= \frac{72vt}{t_1^4} - \frac{48v}{t_1^3}; \dot{x} = \frac{72v}{t_1^4}. \end{aligned} \quad (10)$$

На основі рівнянь (10) побудовано графіки залежності кінематичних характеристик вантажу та кінцевої точки хобота від часу (рис. 4 – рис. 6).

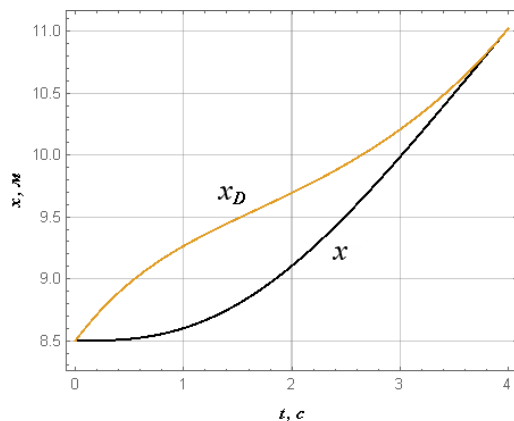


Рис. 4. Графіки зміни горизонтальних координат.
Fig. 4. Graphs of horizontal coordinates change.

Дослідження руху проведено при тривалості розгону, що становить 4 с. Така тривалість пуску

обумовлена результатами досліджень, що були проведені в роботах [2, 3]. В цих дослідженнях було встановлено, що при вказаній тривалості перехідного процесу коливання вантажу повністю усуваються, а швидкість досягає свого номінального значення горизонтального переміщення вантажу.

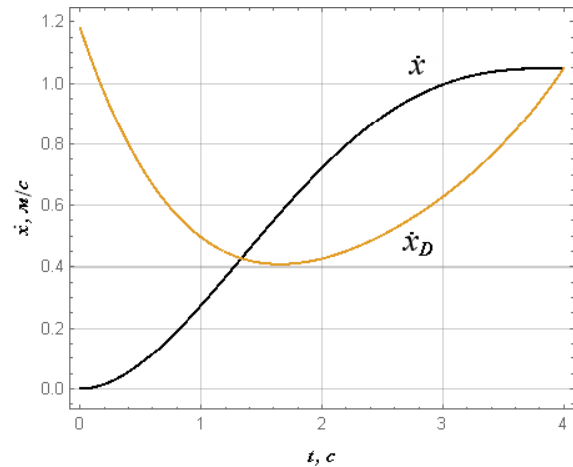


Рис. 5. Графіки зміни швидкостей.
Fig. 5. Graphs of velocities change.

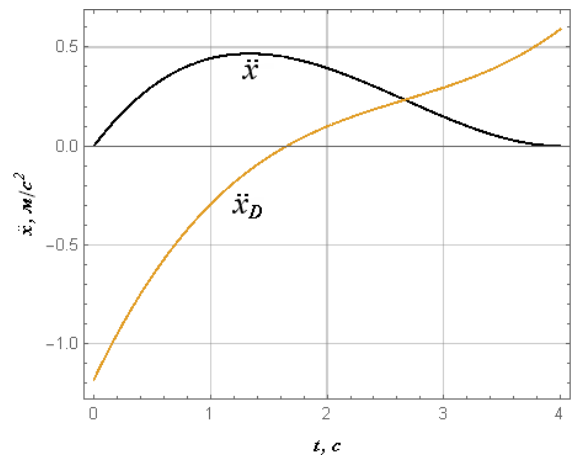


Рис. 6. Графіки зміни прискорень.
Fig. 6. Graphs of accelerations change.

Аналізуючи наведені на рис. 4 графіки, видно, що наприкінці пуску горизонтальна координата вантажу та горизонтальна координата кінцевого обвідного блока хобота рівні між собою, що говорить про повне затухання коливаний вантажу. Однак, розглядаючи графіки зміни швидкостей на рис. 5, видно, що для плавного розгону вантажу від стану спокою до встановленої номінальної швидкості 1,05 м/с кінцева точка хобота на початку руху вантажу повинна мати деяку швидкість. Крім того, швидка зміна значення швидкості потребує знакозмінного прискорення, що підтверджується графіками на рис. 6. Знакозмінне прискорення призводить до виникнення різнонаправлених інерційних сил, що діють на ланки стрілової системи та приводу [6–9].

Тому для розгону стрілової системи пропонується використати крайові умови з керованим переміщенням. При таких крайових умовах горизонтальна координата вантажу є середнім переміщенням за час пуску t_1 :

$$t = 0, x = x_0, \dot{x} = \ddot{x} = 0;$$

$$t = t_1, x = \frac{vt_1}{2}, \dot{x} = v, \ddot{x} = 0, \quad (11)$$

При таких крайових умовах постійні інтегрування мають наступний вигляд:

$$B_1 = 0; B_2 = \frac{-12v}{t_1^3}; B_3 = \frac{6v}{t_1^2};$$

$$B_4 = 0; B_5 = 0; B_6 = x_0. \quad (12)$$

Після підстановки постійних інтегрування у систему (6), рівняння руху вантажу є такими:

$$x = R_0 + x_0 - \frac{vt^4}{2t_1^3} + \frac{vt^3}{t_1^2};$$

$$\dot{x} = -\frac{2vt^3}{t_1^3} + \frac{3vt^2}{t_1^2}; \ddot{x} = -\frac{6vt^2}{t_1^3} + \frac{6vt}{t_1^2};$$

$$\ddot{x} = -\frac{12vt}{t_1^3} + \frac{6v}{t_1^2}; \ddot{x} = -\frac{12v}{t_1^3}; \dot{x} = -\frac{12v}{t_1^3}; \dot{x} = 0. \quad (13)$$

На основі рівнянь руху (13) побудовані графіки зміни горизонтальних координат, швидкостей та прискорень для вантажу та кінцевої точки хобота від тривалості розгону (рис. 7 – рис. 9).

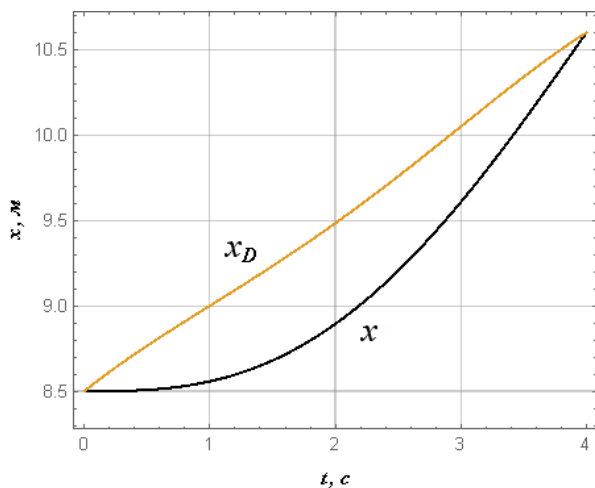


Рис. 7. Графіки зміни горизонтальних координат.
Fig. 7. Graphs of horizontal coordinates change.

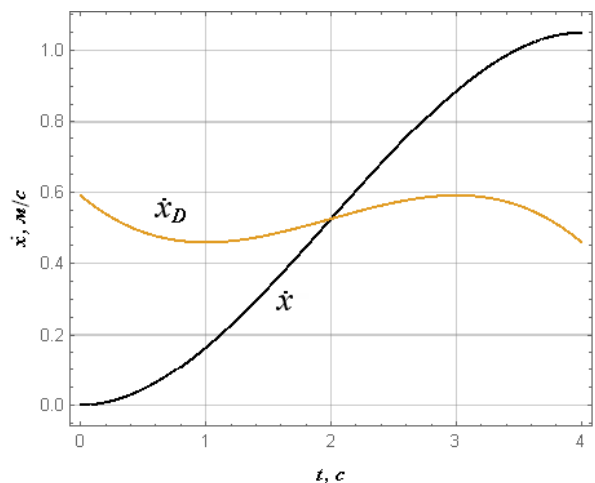


Рис. 8. Графіки зміни швидкостей.
Fig. 8. Graphs of velocities change.

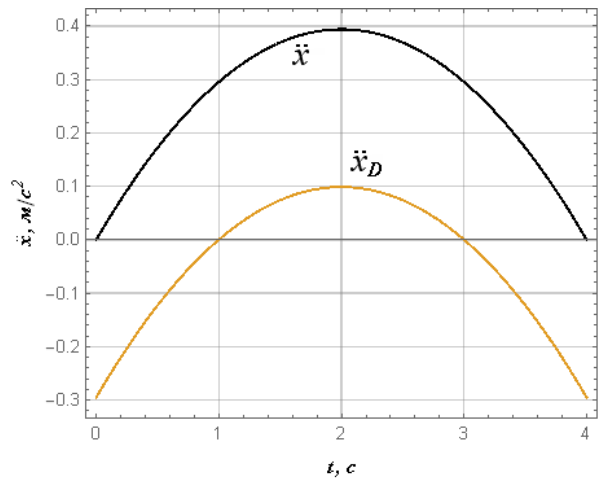


Рис. 9. Графіки зміни прискорень.
Fig. 9. Graphs of accelerations change.

З графіка на рис. 7 видно, що під час розгону стрілової системи зі стану спокою до усталеної швидкості має місце деяке відхилення вантажу від вертикалі в сторону протилежну до напрямку руху. Однак, при виході стрілової системи на усталену швидкість, розгойдування вантажу повністю усуваються. Зміна швидкості вантажу зі стану спокою до номінальної швидкості $\dot{x} = v = 1$ м/с має плавну характеристику (рис. 8). Але, при цьому, на початку розгону кінцева точка хобота повинна мати горизонтальну швидкість, що становить $\dot{x}_D = 0,6$ м/с. При цьому прискорення вантажу та кінцевої точки хобота змінюються за подібними законами, які зміщені по осі ординат на 0,3 м/с (рис. 9). Після виходу на усталену швидкість вантаж продовжує рухатися з постійною швидкістю.

Аналізуючи графіки зміни швидкостей та прискорень видно, що запропонований закон руху є сприятливим зі сторони зменшення інерційних навантажень на ланки. Це можливо завдяки тому, що зміна прискорення кінцевої точки хобота здійснюється плавно в невеликих межах [10–14]. Але, незважаючи на таку позитивну сторону, вказані закони руху (13) можуть бути використані лише при ослабленому вантажному канаті або ж при сумісній роботі механізму зміни вильоту та механізму підймання вантажу. Така ситуація дозволить наперед розпочати горизонтальне переміщення хобота, а вантаж буде переміщуватися при натязі канату.

Висновки

1. У роботі проведено дослідження кінематичних характеристик ШЗСС під час перехідного режиму пуску, який здійснюється за законами, що відповідають оптимізації режиму руху за критерієм середньоквадратичного значення швидкостей, яке показало можливість використання таких режимів руху стрілової системи в процесі пуску.

2. Використовуючи різні крайові умови для координати та швидкості вантажу, встановлено два закони руху, що забезпечують мінімізацію

середньоквадратичної різниці між швидкостями вантажу та осі кінцевого обвідного блоку хобота.

3.3 аналізу отриманих законів руху наведено рекомендації, щодо можливого практичного застосування таких режимів руху.

4. Встановлено, що найбільш сприятливим, з точки зору забезпечення плавності руху вантажу та зменшення навантажень на ланки стрілової системи, є закон, який забезпечує розгін стрілової системи до горизонтальної швидкості, що має усталене значення та середнє переміщення в кінці пуску.

5. Наведено рекомендації щодо можливого застосування визначених законів пуску на практиці в обмежених умовах експлуатації стрілових систем порталних кранів.

Список літератури

1. Ловеїкін В. С., Паламарчук Д. А. Оптимізація режимів руху шарнірно-зчленованої стрілової системи крана. Монографія. Київ. ЦП „КОМПРИНТ”. 2015. 224 с.
2. Паламарчук Д. А. Дослідження руху стрілової системи крана під час пуску за законом оптимізації прискорень. Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. 2015. №85. С. 21-27.
3. Ловеїкін В. С., Паламарчук Д. А., Ромасевич Ю. О. Аналіз пуску шарнірно-зчленованої стрілової системи при оптимальному ривковому режимі руху. Machinery & energetics. Journal of rural production research. Kyiv. Ukraine. 2020. Vol. 11. No 4. P. 153-160.
4. Суглобов В. В., Михеев В. А., Ткачук Е. В. Оптимизация действующих нагрузок на механизм изменения вылета стрелы с целью снижения энергопотребления порталного крана. Захист металургійних машин від поломок. 2013. Вип. 15. С. 133-140.
5. Min-Saeng Kim, Yoo In Shin, Chul Ki Song Structural analysis for a 70/15 ton×105 m level luffing crane. J. Korean Soc. Precis. Eng, 2013. Vol. 30, No. 9. pp. 983-990.
6. Ehsan A. Maleki Dynamics and control of a small-scale mobile boom crane. A thesis presented to the academic faculty. Georgia institute of technology december, 2010. 120 p.
7. Ловеїкін В. С., Паламарчук Д. А. Исследование движущих сил в механизме изменения вылета стреловой системы крана. Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. 2014. № 84. С. 39-45.
8. Яуре А. Г., Певзнер Е. М. Крановый электропривод. Справочник. Москва. Энергоатомиздат, 1988. 344 с.
9. Найденко Е. В. Управление электроприводом механизмов горизонтального перемещения с подвешенным грузом Електромашинобудування та електрообладнання, 2007. № 69. С. 17-22.
10. Бортяков Д. Е., Некрасова А. В., Соколов С. А. Моделирование эксплуатационной нагруженности элементов порталных кранов. Научно-технические ведомости Санкт-

Петербургского государственного политехнического университета. 2008. № 60. С. 203-211.

11. Keqin L. I., Cuxiang J. Inverse design of a new double-link luffing mechanism and realization on MATLAB. Proceedings of the 3rd ICMEM International conference on mechanical engineering and mechanics. October 21-23, 2009. Beijing, P. R. China. P. 301-304.

12. Bargazov E., Bortyakov D., Uzunov T., Alipiev O., Antonov S. Optimization research of the cargo pendulum and units displacements of the gantry cranes level luffing jib system. International scientific journal "Machines. Technologies. Materials.". 2018. Year XII. Issue 10. P. 386-391.

13. Dong Soo Kim, Jongsoo Lee Structural design of a level-luffing crane through trajectory optimization and strength-based size optimization. Structural and multidisciplinary optimization. Heidelberg. 2015. Vol. 51. No 2. P. 515-531.

14. Loveikin V., Romasevych Y., Shymko L., Ohienko M., Duczmal W., Potwora W., Titova L., Rogovskii I. Agrotechnics and optimal control of cranes and hoisting machines: monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 2020. 164 p.

References

1. Loveikin V. S., Palamarchuk D. A. (2015). Optimization of modes of movement in the horse head system of the crane. Kyiv. Publisher TsP «KOMPRINT», 224.
2. Palamarchuk D. A. (2015). Study of motion boom crane during start statutory optimization accelerated. Allukrainian collection of scientific works "Mining, constructional, road and melioration machines". 85. 21-27.
3. Loveikin V. S., Palamarchuk D. A., Romasevych Yu. O. (2020). Analysis of starting in horse head system at the optimal jerking mode of movement. Machinery & energetics. Journal of rural production research. Kyiv. Ukraine. 11(4). 153-160.
4. Suglobov V. V., Mikheev V. A., Tkachuk E. V. (2013). Optimization of acting loads on the level luffing mechanism in order to reduce the energy consumption of the portal crane. Protection of metallurgical machines from breakdowns. 15. 133-140.
5. Min-Saeng Kim, Yoo In Shin, Chul Ki Song (2013). Structural analysis for a 70/15 ton×105 m level luffing crane. J. Korean Soc. Precis. Eng. 30(9). 983-990.
6. Ehsan A. Maleki (2010). Dynamics and control of a small-scale mobile boom crane. A thesis presented to the academic faculty. Georgia institute of technology december. 120.
7. Loveikin V. S., Palamarchuk D. A. (2014). Study of driving forces in the mechanism of changing the boom system of the crane. Allukrainian collection of scientific works "Mining, constructional, road and melioration machines". 84. 39-45.
8. Yaure A. G., Pevzner E. M. (1988). Crane electric drive. Directory. Moscow. Energoatomizdat. 344.
9. Naidenko E. V. (2007). Control of an electric drive of horizontal movement mechanisms with a suspended load. Electrical engineering and electrical equipment. 69. 17-22.

10. Bortiaikov D. E., Nekrasova A. V., Sokolov S. A. (2008). Modeling of operational loading of elements of portal cranes. Scientific and technical statements of the St. Petersburg State Polytechnic University. 60. 203-211.

11. Keqin LI, Cuxiang Jiang (2009). Inverse design of a new double-link luffing mechanism and realization on MATLAB. Proceedings of the 3rd ICMEM International conference on mechanical engineering and mechanics. October 21-23. Beijing, P. R. China. 301-304.

12. Bargazov E., Bortyakov D., Uzunov T., Alipiev O., Antonov S. (2018). Optimization research of the cargo pendulum and units displacements of the gantry cranes level luffing jib system. International scientific journal "Machines. Technologies. Materials." XII (10). 386-391.

13. Dong Soo Kim, Jongsoo Lee (2015). Structural design of a level-luffing crane through trajectory optimization and strength-based size optimization. Structural and multidisciplinary optimization. Heidelberg. 51(2). 515-531.

14. Loveikin V., Romasevych Y., Shymko L., Ohienko M., Duczmal W., Potwora W., Titova L., Rogovskii I. (2020). Agrotechnics and optimal control of cranes and hoisting machines: monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 164.

ИССЛЕДОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО СКОРОСТНОГО РЕЖИМА ДВИЖЕНИЯ ВО ВРЕМЯ ПУСКА ШАРНИРНО-СОЧЛЕНЕННОЙ СТРЕЛОВОЙ СИСТЕМЫ КРАНА

*В. С. Ловейкин, Д. А. Паламарчук, Ю. О. Ромасевич,
М. М. Балака*

Аннотация. В данной работе приведены результаты аналитического исследования кинематических характеристик шарнирно-сочлененной стреловой системы портального крана в начале движения. Указанное исследование проведено на участке разгона электродвигателя механизма изменения вылета, от начала включения до достижения номинальной частоты вращения. При этом, номинальная частота вращения ротора электродвигателя соответствует рабочей скорости горизонтального перемещения груза. Разгон электродвигателя происходит по закону, что соответствует оптимизации среднеквадратичного отклонения скоростей груза и оси конечного обводного блока. Проведено исследование движения ШССС крана при пуске по закону оптимизации среднеквадратичного отклонения скоростей при различных краевых условиях. Построены графические зависимости кинематических характеристик груза и его точки подвеса на хоботе. Это позволяет установить возможность практического использования указанного закона. На основании исследований, разработаны рекомендации по выбору начальных и конечных краевых условий при разгоне двигателя механизма изменения вылета. Также проанализированы кинематические характеристики движения стреловой системы портального крана при пуске по законам оптимизации среднеквадратичного отклонения ускорений и рывков и выполнено

сравнение с движением стреловой системы по закону оптимизации среднеквадратичного отклонения скоростей.

Ключевые слова: шарнирно-сочлененная стреловая система, механизм изменения вылета, оптимальное управление, раскачивание груза.

ANALYSIS OF STARTING IN HORSE HEAD SYSTEM AT OPTIMAL JERKING MODE OF MOVEMENT

*V. S. Loveikin, D. A. Palamarchuk, Yu. O. Romasevych,
M. M. Balaka*

Abstract. This article presents the results of an analytical study of the kinematic characteristics of the articulated boom system of a portal crane at the start of movement. The specified study was carried out on the section of acceleration of the electric motor of the mechanism for changing the departure, from the beginning of switching on until the nominal speed is reached. In this case, the rated speed of the rotor of the electric motor corresponds to the working speed of the horizontal movement of the load. The acceleration of the electric motor occurs according to the law, which corresponds to the optimization of the root-mean-square deviation of the speeds of the load and the axis of the final bypass block. The study of the movement at start-up according to the law of optimization of the root-mean-square deviation of speeds under various boundary conditions was carried out. Graphical dependencies of the kinematic parameters of the load and its suspension point on the trunk are built. This makes it possible to establish the possibility of practical use of this law. Based on the research, recommendations have been developed for the selection of the initial and final boundary conditions during engine acceleration of the departure change mechanism. Also, the kinematic characteristics of the movement of the gantry crane boom system during launch were analyzed according to the laws of optimization of the root-mean-square deviation of accelerations and jerks, and a comparison was made with the movement of the boom system according to the law of optimization of the root-mean-square deviation of speeds.

Key words: horse head system, drive change mechanism, optimal control, load oscillations.

В. С. Ловейкин ORCID 0000-0003-4259-3900.

Д. А. Паламарчук ORCID 0000-0002-8019-9659.

Ю. О. Ромасевич ORCID 0000-0001-5069-5929.

М. М. Балака ORCID 0000-0003-4142-9703.

УДК 621.867

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ТА ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПРОЦЕСІВ СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА ПРИ КЕРУВАННІ ВІД ПРИСТРОЮ ПЛАВНОГО ПУСКУ

Ю. О. Ромасевич, В. С. Ловейкін, Р. А. Кульпін, К. Р. Пундик

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття зі спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: romasevichyuriy@ukr.net.

Історія статті: отримано – листопад 2020, акцептовано – грудень 2020.

Бібл. 9, рис. 4, табл. 2.

Анотація. У статті розвинуто підхід щодо підвищення експлуатаційних показників роботи стрічкового конвеєра на етапі його пуску. Це досягнуто шляхом розробки математичної моделі руху конвеєра при керуванні від пристрою плавного пуску (у роботі враховано рівняння динаміки руху механічної частини конвеєра та рівнянь асинхронного електроприводу, який отримує живлення від пристрою плавного пуску). Визначено налаштування пристрою плавного пуску, які мають найбільший вплив на динамічні та енергетичні показники роботи конвеєра. Шляхом проведення чисельних експериментів отримано масив даних, що пов'язує величини налаштувань пристрою плавного пуску (тривалість наростання напруги живлення та початкова напруга живлення приводу) із величинами оціночних динамічних і енергетичних показників роботи конвеєра. Оціночні показники відображали середньоквадратичні та максимальні величини. Проведений аналіз дав змогу отримати раціональні значення налаштовуваних параметрів пристрою плавного пуску, при яких динамічні навантаження та втрати енергії значно зменшились.

Ключові слова: стрічковий конвеєр, пристрій плавного пуску, оптимальні налаштування, чисельні експерименти.

Постановка проблеми

Стрічкові конвеєри отримали значне поширення у багатьох сферах виробництва, у тому числі і у аграрній. Їх експлуатація досить часто є вузьким місцем виробництва, оскільки вихід з ладу конвеєра може призвести до зупинки всього технологічного процесу. Тому необхідно виконувати комплекс заходів, які б дали змогу мінімізувати негативну дію різноманітних факторів на експлуатаційні показники транспортуючої машини. Одним із таких сучасних заходів є обладнання приводу конвеєра пристроєм плавного пуску (що відповідає напрямку агротроніки: поєднанні електронних, механічних та інтелектуальних компонентів у машинах та засобах аграрного виробництва).

Пристрій плавного пуску має ряд налаштувань, які можна легко змінювати. Як правило, рекомендації стосовно таких налаштувань для роботи стрічкових конвеєрів відсутні, а інженерний персонал, який виконує введення їх в експлуатацію, є недостатньо кваліфікованим для того, щоб самостійно виконати розрахунок параметрів пристрою плавного пуску. Тому актуальною є задача розробки рекомендацій, які б дали змогу досить легко провести налаштування пристрою плавного пуску з умов мінімізації небажаних динамічних і енергетичних показників роботи стрічкового конвеєра.

Аналіз останніх досліджень

Для проведення кількісного аналізу науково-прикладних робіт у галузі динаміки, енергетики та керування рухом стрічковими конвеєрами використаємо дані наукометричних баз даних Google Scholar, Web of Science, Scopus а також дані, які можна отримати з веб-сайта патентного відомства Німеччини і спеціалізованої бази даних "Винаходи (корисні моделі) в Україні". Аналіз кількості опублікованих робіт будемо робити для часового проміжку 2015-2020 рр. Всі отримані результати наведено у табл. 1 (всі запити виконані англійською мовою).

Аналіз даних, які наведено у табл. 1 дозволяє стверджувати, що питання, які пов'язані з стрічковими конвеєрами є актуальними. Про це свідчить значна кількість наукових робіт, що проіндексовані у наукометричних базах даних. Загальною тенденцією для всіх даних (табл. 1) є зростання кількості публікацій по рокам (хоча і нерівномірне). Особливий інтерес представляє напрямок, пов'язаний з енегоефективністю роботи стрічкових конвеєрів. Важливість цих практичних питань викликана, на наш погляд, наявними резервами щодо зниження небажаних втрат енергії при транспортуванні вантажів.

Вказані резерви можна реалізувати шляхом використання частотних перетворювачів [1, 2] та пристроїв плавного пуску [3] (табл. 1), вдосконалення систем керування рухом транспортуючої машини у

тому числі у частині реалізації оптимального керування [4].

Таблиця 1. Статистика кількості наукових праць у наукометричних базах даних (за виключенням патентів).

Table 1. Statistics of number of scientific works in of peer-reviewed literature databases (patents are excluded).

Запит	Роки					
	2020	2019	2018	2017	2016	2015
Google Scholar*						
Стрічковий конвеєр	9160	9470	9160	9030	8070	7790
Стрічковий конвеєр ТА Динаміка	3430	3240	3030	2860	2690	2570
Стрічковий конвеєр ТА Енергетика	5130	5020	4870	4850	4320	4170
Стрічковий конвеєр ТА Оптимальн е керування	3140	3110	2830	2590	2550	2280
Web of Science**						
Стрічковий конвеєр	268	345	316	339	268	255
Стрічковий конвеєр ТА Динаміка	46	59	48	56	31	36
Стрічковий конвеєр ТА Енергетика	34	42	36	54	32	44
Стрічковий конвеєр ТА Оптимальн е керування	4	12	7	9	6	4
Scopus**						
Стрічковий конвеєр	431	520	423	437	377	338
Стрічковий конвеєр ТА Динаміка	29	33	35	36	22	26
Стрічковий конвеєр ТА Енергетика	67	72	58	66	53	55
Стрічковий конвеєр ТА Оптимальн е керування	10	15	8	17	8	5

* наукометрична база Google Scholar дає лише приблизну кількість наукових праць;

** запит виконано за темою та ключовими словами у працях.

Статистику кількості триманих за останні 5 років патентів у світі [5] та в нашій державі [6] за класом B65G 15/00 „Стрічковий конвеєр” можна спостерігати на рис. 1.

Як видно з рис. 1, тренди кількості отриманих патентів як у світовому масштабі так і в Україні однакові: поступове зростання кількості отриманих патентів до пікового значення у 2018 році; у

наступному 2019 році спостерігається спад кількості, після чого відбувається поживлення винахідницької роботи (2020 рік).

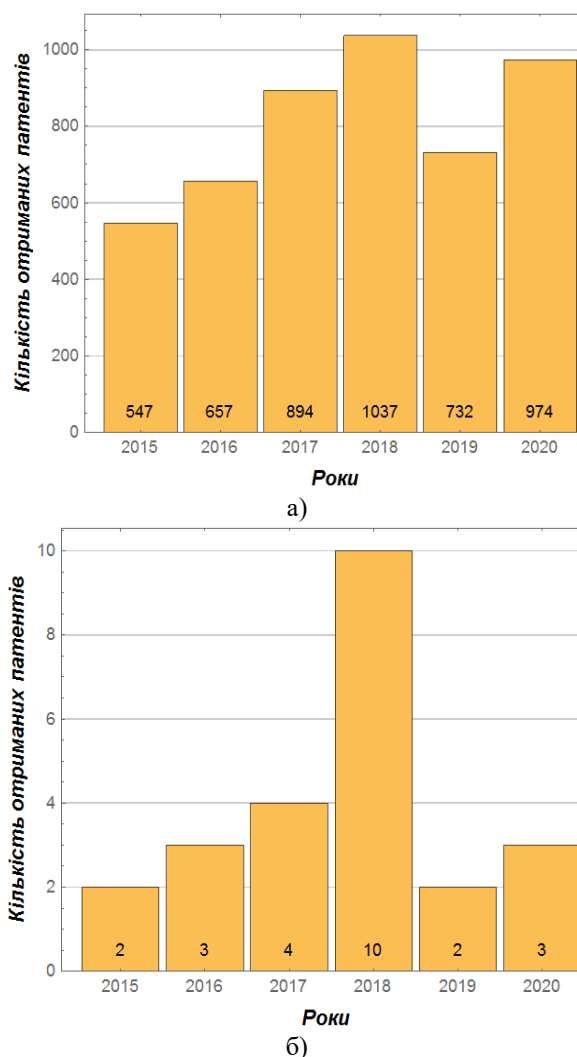


Рис. 1. Динаміка кількості отриманих патентів за останні 6 років за класом B65G 15/00 „Стрічковий конвеєр”: а) у світі; б) в Україні.

Fig. 1. Overall number of obtained patents during last 6 years according the class B65G 15/00 „Belt conveyor”: а) in the world; б) in Ukraine.

Аналіз діаграм, які наведені на рис. 1, дозволяє стверджувати, що, роботи з удосконалення конструкцій та окремих елементів стрічкових конвеєрів, у тому числі розробка систем керування їх приводами та насичення засобами електроніки, є актуальним науково-прикладним напрямком.

Мета досліджень

Мета дослідження полягає у підвищенні техніко-експлуатаційних показників роботи стрічкового конвеєра шляхом раціонального налаштування пристрою плавного пуску приводу машини.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання: 1) виконати аналіз науково-прикладних і технічних документів у галузі

досліджень конструкції та експлуатації стрічкових конвеєрів; 2) провести обґрунтований вибір математичної моделі стрічкового конвеєра, яка була б придатна для дослідження динамічних і енергетичних процесів, що мають місце при керуванні приводу конвеєра від пристрою плавного пуску; 3) дослідити закономірності впливу опційних налаштувань пристрою плавного пуску на динамічні і енергетичні показники роботи стрічкового конвеєра; 4) надати рекомендації стосовно раціональних налаштувань пристрою плавного пуску.

Результати досліджень

Першим етапом у моделюванні роботи стрічкового конвеєра є вибір його динамічної моделі. У рамках даного дослідження зупинимось на динамічній моделі, що розроблена у роботі [7] (рис. 2). Такий вибір зроблений з позицій можливості

дослідження як динамічних так і енергетичних процесів при роботі конвеєра.

Стрічка у моделі (рис. 2) представлена із використанням кусково-лінійної апроксимації, яка полягає в умовному розбиванні контуру стрічки на деяку кількість ділянок, при цьому в межах кожної з них закон зміни швидкості деформації по довжині передбачається лінійним.

Динамічна модель, що зображена на рис. 2, отримана із врахуванням наступних припущень: конвеєрна траса є прямокутною з постійним кутлом нахилу; трансмісійні вали є абсолютно жорсткими; проковзування стрічки на роликів відсутні; стрічка є пружно-в'язким стрижнем; сили внутрішнього тертя пропорційні швидкості деформації; маси барабанів значно менші розподіленої маси стрічки і вантажу; коефіцієнти опору руху постійні на обох гілках стрічки; швидкості набігання та збігання стрічки на приводному валу однакові.

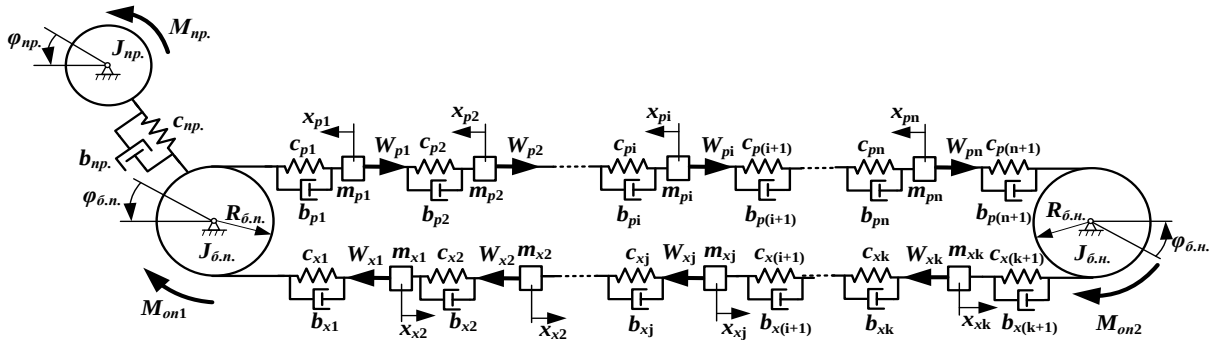


Рис. 2. Динамічна модель стрічкового конвеєра.
Fig. 2. Dynamical model of the belt conveyor.

На рис. 2 використано такі позначення: M_{np} – зведений момент приводу; M_{on1} та M_{on2} – зведені моменти опору приводного та натяжного барабанів відповідно; c_{np} – зведений коефіцієнт крутильної жорсткості приводу; b_{np} – зведений коефіцієнт дисипації приводу; $R_{δ.н.}$ та $R_{δ.н.}$ – радіуси приводного та натяжного барабанів відповідно; $J_{н.}$, $J_{δ.н.}$, $J_{δ.н.}$ – зведені моменти інерції приводу, приводного та натяжного барабанів відповідно; m_{pi} – i -та зведена маса робочої гілки транспортера із вантажем; m_{xj} – j -та зведена маса холостої гілки транспортера; n – кількість зведених мас робочої гілки транспортера; k – кількість зведених мас холостої гілки транспортера; c_{pi} та b_{pi} – i -ті зведені коефіцієнти жорсткості та дисипації робочої гілки транспортера відповідно; c_{xj} та b_{xj} – j -ті зведені коефіцієнти жорсткості та дисипації холостої гілки транспортера відповідно; W_{pi} та W_{xj} – i -та та j -та зведені сили тертя від обертання підтримуючих роликів (сили W_{pi} та W_{xj} прикладені не до всіх приведених мас, а лише до тих, які взаємодіють з підтримуючими роликами).

У розрахунках, які виконані нижче, $n=20$, $k=5$. Ці значення забезпечують достатньою точністю розрахунків динамічних і енергетичних показників. Виходячи з динамічної моделі (рис. 2) можна отримати математичну модель руху зведених мас стрічкового конвеєра [7]:

$$\begin{aligned}
 & M_{np} = \ddot{\varphi}_{np} J_{np} + c_{np}(\varphi_{np} - \varphi_{δ.н.}) + b_{np}(\dot{\varphi}_{np} - \dot{\varphi}_{δ.н.}); \\
 & c_{np}(\varphi_{np} - \varphi_{δ.н.}) + b_{np}(\dot{\varphi}_{np} - \dot{\varphi}_{δ.н.}) = \ddot{\varphi}_{δ.н.} J_{δ.н.} + M_{on1} + \\
 & + c_{p1}(\varphi_{δ.н.} R_{δ.н.} - x_{p1}) + b_{p1}(\dot{\varphi}_{δ.н.} R_{δ.н.} - \dot{x}_{p1}) + c_{x1} \times \\
 & \times (\varphi_{δ.н.} R_{δ.н.} - x_{x1}) + b_{x1}(\dot{\varphi}_{δ.н.} R_{δ.н.} - \dot{x}_{x1}); \\
 & c_{p1}(\varphi_{δ.н.} R_{δ.н.} - x_{p1}) + b_{p1}(\dot{\varphi}_{δ.н.} R_{δ.н.} - \dot{x}_{p1}) = m_{p1} \ddot{x}_{p1} + \\
 & + W_{p1} + c_{p2}(x_{p1} - x_{p2}) + b_{p1}(\dot{x}_{p1} - \dot{x}_{p2}); \\
 & \dots \dots \dots \\
 & c_{pi}(x_{p(i-1)} - x_{pi}) + b_{pi}(\dot{x}_{p(i-1)} - \dot{x}_{pi}) = m_{pi} \ddot{x}_{pi} + W_{pi} + \\
 & + c_{p(i+1)}(x_{pi} - x_{p(i+1)}) + b_{p(i+1)}(\dot{x}_{pi} - \dot{x}_{p(i+1)}); \\
 & \dots \dots \dots \\
 & c_{pn}(x_{p(n-1)} - x_{pn}) + b_{pn}(\dot{x}_{p(n-1)} - \dot{x}_{pn}) = m_{pn} \ddot{x}_{pn} + W_{pn} + \\
 & + c_{p(n+1)}(x_{pn} - \varphi_{δ.н.} R_{δ.н.}) + b_{p(n+1)}(\dot{x}_{pn} - \dot{\varphi}_{δ.н.} R_{δ.н.}); \\
 & R_{δ.н.}(c_{p(n+1)}(x_{pn} - \varphi_{δ.н.} R_{δ.н.}) + b_{p(n+1)}(\dot{x}_{pn} - \dot{\varphi}_{δ.н.} R_{δ.н.})) = \\
 & = c_{x(k+1)}(\varphi_{δ.н.} R_{δ.н.} - x_{x(k+1)}) + b_{x(k+1)}(\dot{\varphi}_{δ.н.} R_{δ.н.} - \dot{x}_{x(k+1)}) + \\
 & + \ddot{\varphi}_{δ.н.} J_{δ.н.} + M_{on2}; \\
 & c_{x(k+1)}(\varphi_{δ.н.} R_{δ.н.} - x_{x(k+1)}) + b_{x(k+1)}(\dot{\varphi}_{δ.н.} R_{δ.н.} - \dot{x}_{x(k+1)}) = \\
 & = W_{xk} + m_{xk} \ddot{x}_{xk} + c_{xk}(x_{xk} - x_{x(k-1)}) + b_{xk}(\dot{x}_{xk} - \dot{x}_{x(k-1)}); \\
 & \dots \dots \dots \\
 & c_{x(j+1)}(x_{x(j+1)} - x_{xj}) + b_{x(j+1)}(\dot{x}_{x(j+1)} - \dot{x}_{xj}) = m_{xj} \ddot{x}_{xj} + W_{xj} + \\
 & + c_{xj}(x_{xj} - x_{x(j-1)}) + b_{xj}(\dot{x}_{xj} - \dot{x}_{x(j-1)}); \\
 & \dots \dots \dots \\
 & c_{x2}(x_{x2} - x_{x1}) + b_{x2}(\dot{x}_{x2} - \dot{x}_{x1}) = m_{x1} \ddot{x}_{x1} + W_{x1} + \\
 & + c_{x1}(x_{x1} - R_{δ.н.} \varphi_{δ.н.}) + b_{x1}(\dot{x}_{x1} - R_{δ.н.} \dot{\varphi}_{δ.н.}).
 \end{aligned} \tag{1}$$

Всі символи, які використані у системі рівнянь (1), вказано на підписуночному підписі рис. 2.

Оскільки у рамках даного дослідження розглядається режим пуску конвеєра, то початкові умови руху відповідають стану спокою, тобто всі узагальнені координати та узагальнені швидкості зведених мас системи є нульовими в момент часу $t=0$.

У подальшому використаємо рівняння (1) для того, щоб моделювати енергетичні та динамічні процеси у транспортуючій машині.

Фактором, який має значний вплив на режим руху стрічкового конвеєра, є рушійне зусилля. Воно моделюється шляхом використання рівнянь асинхронного електродвигуна, що отримує живлення від пристрою плавного пуску. Рівняння руху двигуна приводу конвеєра мають такий вигляд (вони записані у нерухомій системі координат відносно статора) [8, 9]:

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

де $i_{1\alpha}$, $i_{1\beta}$ – проекції узагальненого вектора струму статора на нерухомі ортогональні координатні осі α і β ; $i_{2\alpha}$, $i_{2\beta}$ – проекції узагальненого вектора струму ротора на ортогональні координатні осі α і β ; L_1 , L_2 – індуктивності статорної та роторної обмоток; L_{12} – взаємні індуктивність; k_r і k_s – коефіцієнти магнітного зв'язку ротора та статора відповідно ($k_r = L_{12} L_2^{-1}$; $k_s = L_{12} L_1^{-1}$); M – електромагнітний момент двигуна; p – кількість пар полюсів електричної машини; $u_{1\alpha}$, $u_{1\beta}$ – проекції узагальненого вектора напруги статора на координатні осі α і β ($u_{1\alpha} = U_{\max} \cos(2\pi \int f dt)$, $u_{1\beta} = U_{\max} \sin(2\pi \int f dt)$); $U_{\max}$ – амплітуда фазної напруги живлення двигуна; f – частота напруги живлення двигуна; $e_{2\beta}$, $e_{2\alpha}$ – ЕРС, що індукуються потокозчепленнями ротора по осях α і β відповідно ($e_{2\alpha} = p \omega_{\text{дв}} (L_2 i_{2\beta} + L_{12} i_{1\beta}) + i_{2\alpha} R_2$, $e_{2\beta} = p \omega_{\text{дв}} (L_2 i_{2\alpha} + L_{12} i_{1\alpha}) + i_{2\beta} R_2$); R_1 – активний опір статорної обмотки; R_2 – зведений до статора активний опір роторної обмотки; X_1 – індуктивний опір статорної обмотки; X_2 – зведений до статора індуктивний опір роторної обмотки; δ – коефіцієнт розсіювання ($\delta = 1 - (1 + X_1(2\pi f L_{12})^{-1}(1 + X_2(2\pi f L_{12})^{-1})^{-1})$); $\omega_{\text{дв}}$ – кутова швидкість двигуна; U – загальне передаточне число приводу конвеєра; η – ККД приводу конвеєра.

Математична модель асинхронного електроприводу (3) ґрунтується на наступних загальноприйнятих припущеннях: магнітна система машини не насичена; відсутні втрати в сталі; фазові обмотки машини симетричні і зміщені одна відносно іншої строго на 120° ; магнітні рушійні сили обмоток і магнітні поля розподіляються вздовж повітряного зазору між статором і ротором за синусоїдальним законом; постійна величина повітряного зазору; ротор

машини симетричний; реальна розподілена обмотка замінюється на еквівалентну зосереджену, яка генерує ту саму магнітну рушійну силу.

Як і для початкових умов руху зведених мас моделі стрічкового конвеєра приймаємо, що всі електромагнітні процеси на початку руху електроприводу транспортуючої машини відсутні. Тому всі струми в момент часу $t=0$ рівні нулю.

Оскільки за умовами задачі живлення двигун буде отримувати від пристрою плавного пуску, то напруга живлення двигуна буде змінюватись за наступним законом:

$$U = U_0 + (U_{\text{ном}} - U_0) \frac{t}{t_{\text{розг}}}, \quad (4)$$

де U_0 – початкова напруга живлення двигуна, В; t – час; $t_{\text{розг}}$ – тривалість розгону двигуна (тривалість наростання напруги живлення від U_0 до $U_{\text{ном}}$); $U_{\text{ном}}$ – номінальна напруга живлення двигуна, В.

Для того, щоб провести аналіз динамічних та енергетичних процесів, що мають місце у елементах конвеєра під час пуску, наведемо оціночні показники та дамо вирази, за якими вони розраховані.

Таблиця 2. Оціночні показники та їх формули.
Table 2. Estimation indicators and their formulas.

Показник		Формула
Клас інтегральних показників		
Середньоквадратичні значення	Приводного моменту, Нм	$\left(\frac{3}{2} \frac{U \eta p L_{12}}{t_{\text{розг}}} \int_0^{t_{\text{розг}}} ((i_{1\beta} i_{2\alpha} - i_{1\alpha} i_{2\beta}))^2 dt \right)^{\frac{1}{2}}$
	Моменту в муфті, Нм	$\left(t_{\text{розг}}^{-1} \int_0^{t_{\text{розг}}} (c_{np}(\varphi_{np} - \varphi_{\delta.n}) + b_{np}(\dot{\varphi}_{np} - \dot{\varphi}_{\delta.n}))^2 dt \right)^{\frac{1}{2}}$
	Зусилля у стрічці у місці її набігання на приводний барабан, Н	$\left(t_{\text{розг}}^{-1} \int_0^{t_{\text{розг}}} ((c_{p1}(\varphi_{\delta.n} R_{\delta.n} - x_{p1}) + b_{p1}(\dot{\varphi}_{\delta.n} R_{\delta.n} - \dot{x}_{p1}))^2 dt \right)^{\frac{1}{2}}$
Втрати енергії в приводі, Дж		$\frac{3}{2} \left(R_1 \int_0^{t_{\text{розг}}} (i_{1\alpha}^2 + i_{1\beta}^2) dt + R_2 \int_0^{t_{\text{розг}}} (i_{2\alpha}^2 + i_{2\beta}^2) dt \right)$
Клас термінальних показників		
Максимальні значення	Приводного моменту, Нм	$\max(U \eta \frac{3}{2} p L_{12} (i_{1\beta} i_{2\alpha} - i_{1\alpha} i_{2\beta}))$
	Моменту в муфті, Нм	$\max(c_{np}(\varphi_{np} - \varphi_{\delta.n}) + b_{np}(\dot{\varphi}_{np} - \dot{\varphi}_{\delta.n}))$
	Зусилля у стрічці у місці її набігання на приводний барабан, Н	$\max(c_{p1}(\varphi_{\delta.n} R_{\delta.n} - x_{p1}) + b_{p1}(\dot{\varphi}_{\delta.n} R_{\delta.n} - \dot{x}_{p1}))$
	Потужність конвеєра, Вт	$\max(\frac{3}{2} (U_{1\alpha} i_{1\alpha} + U_{1\beta} i_{1\beta}))$
Струм двигуна, А		$\max(i_{1\alpha}, i_{2\alpha}, i_{1\beta}, i_{2\beta})$

* середньоквадратичне значення.

Фізичний зміст силових середньоквадратичних показників відповідає еквівалентним значенням зусиль (крутних моментів). Вони дають змогу встановити загальний рівень навантаженості елементів стрічкового конвеєра силовими факторами. Максимальні значення силових факторів дають змогу визначити коефіцієнти динамічності окремих елементів. Саме під час дії максимального навантаження найчастіше виникають поломки елементів в той час як середньоквадратичні значення зумовлюють втому матеріалу, з якого виготовлені ті чи інші елементи конвеєра (стрічка, муфта, вал, зубчасті передачі тощо). Середньоквадратичні та максимальні силові показники необхідні для проведення інженерних розрахунків окремих елементів стрічкових конвеєрів. Втрати енергії показують змінні втрати електричної енергії, які виникають у приводі конвеєра під час його пуску. Ці втрати йдуть на нагрів двигуна, тому вони є небажаними.

Показник максимального струму двигуна дає змогу встановити рівень струмових навантажень електрообладнання приводу конвеєра (передусім пристрою плавного пуску), а максимальна потужність вказує пікові перевантаження конвеєра за потужністю. Бажано, щоб обидва ці показники були мінімальними.

Для проведення досліджень було виконано чисельні експерименти, які полягали у багатократному інтегруванні систем диференціальних рівнянь (1) та (2) при різних значеннях U_0 та $t_{розг}$, які входять в вираз (3).

Таким чином, незалежними факторами були тривалість наростання напруги живлення $t_{розг}$ та початкове значення напруги живлення U_0 приводу конвеєра, а відгуками – чисельні значення оцінних показників, які наведені у табл. 2. Зміна $t_{розг}$ виконувалась в межах 0...5 с з кроком 0,5 с, а U_0 – в межах 0...380 В з кроком 20 В.

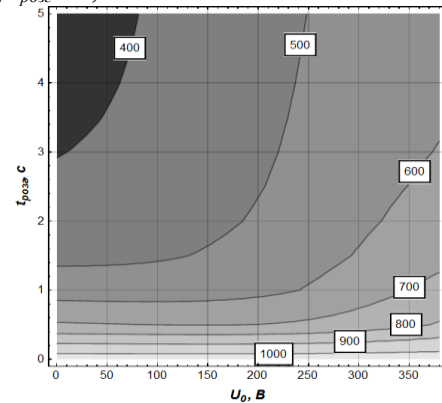
Таким чином, було проведено 220 чисельних експериментів. Всі розрахунки оцінних показників проведені для стрічкового стаціонарного одноопераційного конвеєра КЛ 100-45-4-500-1П (продуктивність машини 100 т/год, швидкість руху стрічки 1,6 м/с, довжина транспортування 45 м).

Для аналізу закономірностей були сформовані масиви даних, які містили значення незалежних факторів та саме значення показника. Їх зручно представити у вигляді контурних графіків (рис. 3).

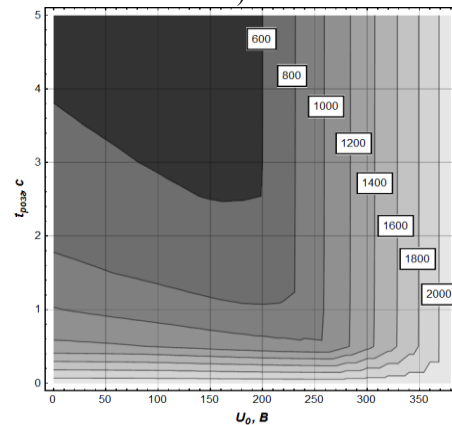
Аналіз графічних залежностей, які представлені на рис. 3, а та б показує загальну тенденцію: збільшення тривалості розгону та зменшення початкової напруги живлення призводить до зменшення середньоквадратичного та максимального значень приводного моменту. Причому характер цих залежностей не однаковий.

Зі збільшенням $t_{розг}$ спочатку відбувається інтенсивне зменшення середньоквадратичного та максимального значень приводного моменту. Вплив фактора U_0 на величину цих показників починає проявлятися лише для $t_{розг} > 1,5$ с. Для зменшення цих небажаних показників необхідно зменшувати початкову напругу живлення. Наприклад, при $t_{розг}=3$ с середньоквадратичне значення моменту приводу при $U_0=0$ у 1,5 раза менше, ніж при $U_0=U_{ном}$. При цьому ж значенні $t_{розг}$ максимальне значення крутного моменту

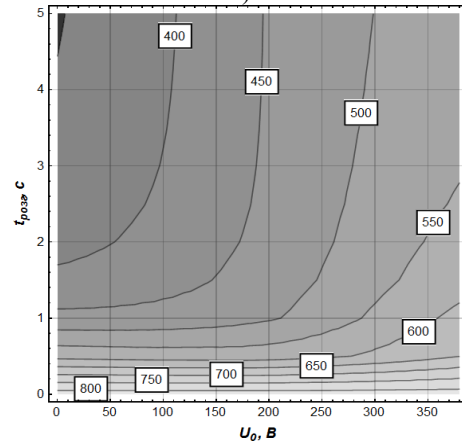
у тричі менше при $U_0=0$, ніж при $U_0=U_{ном}$. Таким чином, для мінімізації приводних моментів необхідно забезпечувати незначну величину U_0 та тривалість розгону $t_{розг} > 1,5$ с.



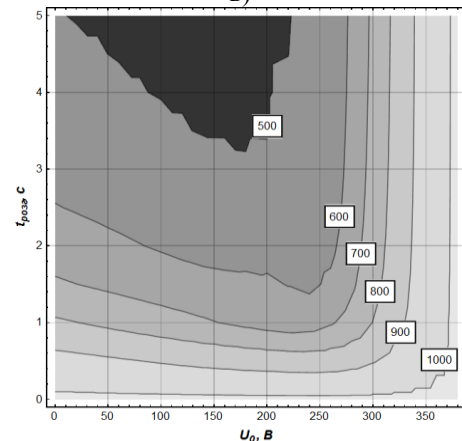
а)



б)



в)



г)

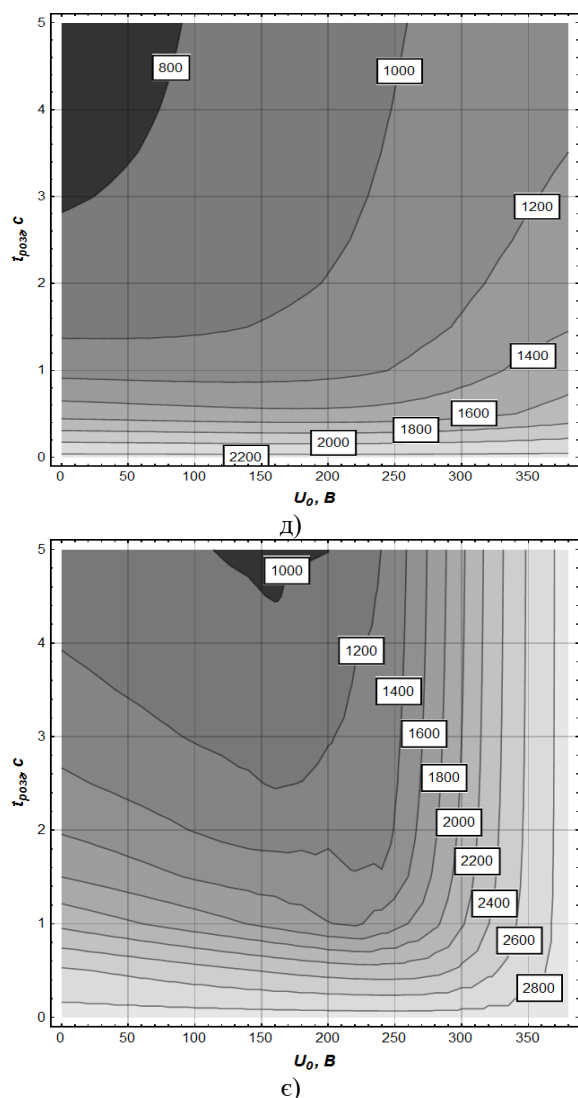


Рис. 3. Графіки оціночних динамічних показників роботи стрічкового конвеєра при пуску від пристрою плавного пуску: а) середньоквадратичне значення приводного моменту; б) максимальне значення приводного моменту; в) середньоквадратичне значення моменту в муфті; г) максимальне значення моменту в муфті; д) середньоквадратичне значення зусилля у стрічці у місці її набігання на приводний барабан; е) максимальне значення зусилля у стрічці у місці її набігання на приводний барабан.

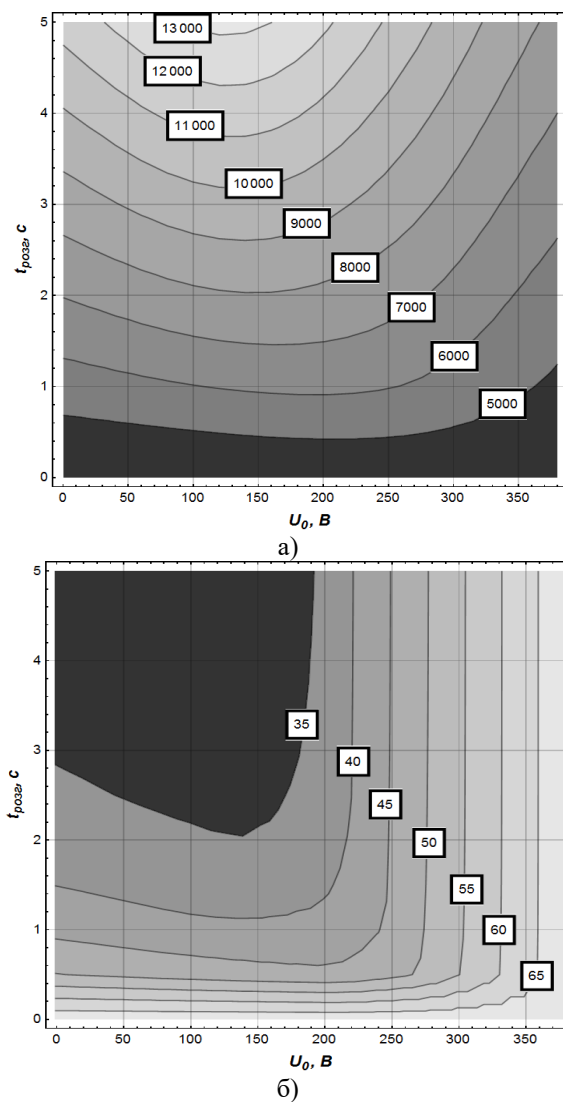
Fig. 3. Plots of estimation dynamical indicators of the belt conveyor during its start-up via softstarter: а) RMS of the driving torque; б) maximal value of the driving torque; в) RMS of the coupling torque; г) maximal value of the coupling torque; д) RMS of the force in the belt in the local area of interaction of the belt and the drum; е) maximal value of the force in the belt in the local area of interaction of the belt and the drum.

Аналіз графічних залежностей, які відповідають крутним моментам у муфті (рис. 3, в, г) показує, що бажано налаштовувати тривалість розгону більшу за одну секунду. Крім того, початкову напругу живлення двигуна необхідно задавати мінімально можливою (ідеальний варіант – нульовою). Це дасть змогу більш ніж в двічі зменшити середньоквадратичне та максимальне значення крутного моменту у муфті.

Аналіз залежності величин зусиль у стрічці (у місці її набігання на барабан) показує наступні закономірності: зростання тривалості розгону з 0 до 1,5 с значно зменшує середньоквадратичне та максимальне значення зусилля (в 1,8 раз – для середньоквадратичної величини і в 1,2 – для максимальної); подальше зростання $t_{розг}$ (більше 1,5 с) зумовлює зменшення цих показників у меншій мірі; збільшення величини U_0 призводить до зростання середньоквадратичного та максимального значень зусилля у стрічці (особливо яскраво ця тенденція проявляється при $U_0 > 220$ В); фактори, при яких досягається мінімум максимального значення зусилля у стрічці ($U_0 = 170$ В та $t_{розг} = 5$ с) не забезпечують мінімум середньоквадратичної величини зусилля, яка досягається при $U_0 = 0$ В та $t_{розг} = 5$ с. Таким чином, раціонально виконувати налаштування $t_{розг} > 1,5$ с з початковою напругою живлення двигуна у діапазоні 0...170 В.

Аналіз енергетичних показників виконаємо за аналогічною методикою. Для цього побудуємо графічні залежності (рис. 4).

З рис. 4, а випливає, що зростання тривалості розгону зумовлює збільшення втрат енергії. Тому при налаштуванні пристрою плавного пуску бажано не встановлювати значних величин $t_{розг}$.



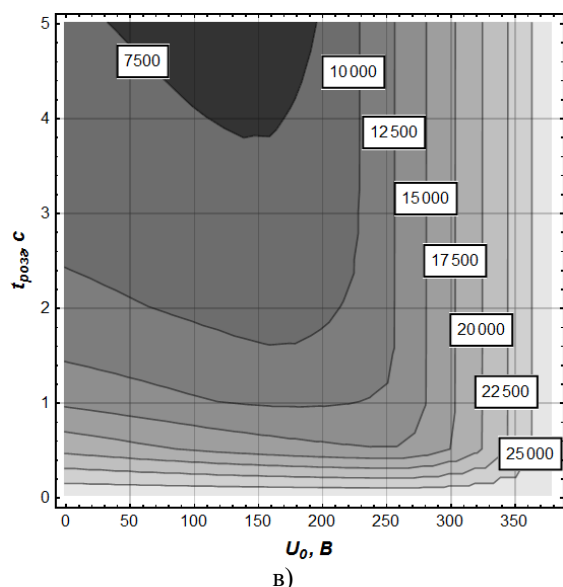


Рис. 4. Графіки оціночних енергетичних показників роботи стрічкового конвеєра при пуску від пристрою плавного пуску: а) втрати енергії в приводі; б) максимальний струм двигуна; в) максимальна потужність двигуна.

Fig. 4. Plots of estimation energy indicators of the belt conveyor during its start-up via softstarter: а) energy losses in the drive; б) maximal current of the drive; в) maximal power of the drive.

Аналіз величин пікових струмів у приводі конвеєра (рис. 4, б) показує тенденцію до зниження цього показника при збільшенні тривалості розгону та зменшенні початкової напруги живлення. Можна рекомендувати виконувати налаштування $t_{розг}$ близько 1 с при мінімальній (бажано нульовій) початковій напрузі живлення приводу конвеєра. Загалом підбором величин $t_{розг}$ та U_0 можна досягнути майже двократного зменшення максимального струму приводу конвеєра. На рекомендованому рівні $t_{розг}=1$ с підбір U_0 забезпечує зменшення пікового струму приводу у 1,5 рази.

Максимальна потужність конвеєра нелінійно залежить від параметрів $t_{розг}$ та U_0 . Для її зменшення необхідно налаштовувати тривалість розгону більшу однієї секунди, а значення початкової напруги живлення вибирати у діапазоні 40...180 В.

Нераціональне налаштування параметрів $t_{розг}$ та U_0 , наприклад, при $t_{розг}=0,5$ с та $U_0=U_{ном}$, зумовлює більш ніж шестикратне перевантаження приводу конвеєра. Звичайно таке перевантаження не триває довго, однак, навіть воно може викликати поломки елементів конвеєра.

Підсумовуючи проведений аналіз за енергетичними та динамічними показниками можна дійти висновку, що тривалість розгону бажано задавати більше 1,5 с, а початкову напругу у діапазоні 0...180 В.

Висновки

1. Для проведення досліджень обрано динамічну та відповідну їй математичну модель руху стрічкового

конвеєра, яка представлена системою диференціальних рівнянь другого порядку. Також обрано модель керованого пристроєм плавного пуску асинхронного приводу конвеєра. Загалом математична модель конвеєра є нелінійною і тому її використання пов'язано з чисельним інтегруванням диференціальних рівнянь.

2. Для встановлення закономірностей впливу тривалості розгону приводу та початкового значення напруги живлення проведено 220 чисельних експериментів в яких визначено 4 інтегральних та 5 термінальних оціночних динамічних та енергетичних показників роботи конвеєра.

3. Аналіз отриманих даних дозволив встановити раціональні налаштування тривалості розгону приводу (більше 1,5 с) та початкового значення напруги живлення приводу конвеєра (0...180 В), при яких небажані енергетичні та динамічні показники є незначними. Наприклад, при $t_{розг}=1,5$ с та $U_0=50$ В середньоквадратичне значення моменту приводу рівне 481 Нм, муфти – 411 Нм, зусилля у стрічці – 948 Н, втрати потужності – 6609 Дж, максимальна потужність – 11457 Вт, максимальний струм двигуна – 38,7 А. Ці дані підтверджують тезу стосовно того, що раціональне налаштування пристрою плавного пуску для приводу стрічкового конвеєра дозволяє підвищити його техніко-експлуатаційні показники.

Список літератури

1. Dongqi L., Hankun Sh., Xuelin W. Research on Energy-saving Process Control Method of Bulk Cargo Terminal Based on Frequency Control Technology. International Conference on New Energy and Sustainable Development. IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science. 2020. Vol. 619. 012038. doi: 10.1088/1755-1315/619/1/012038.
2. Ji J., Miao C., Li X. Research on the energy-saving control strategy of a belt conveyor with variable belt speed based on the material flow rate. PLOS ONE. 2020, 15(1), e0227992. doi: 10.1371/journal.pone.0227992.
3. Todorovski M., Mircevski S., Vidanovski D. Possibilities for Reducing Power Losses of Conveyor Belt Electric Drives. 16th International Power Electronics and Motion Control Conference and Exposition (Antalya, TURKEY). 2014. P. 1189-1194.
4. Zhang, S., & Xia, X. Optimal control of operation efficiency of belt conveyor systems. Applied Energy. – 2010. Vol. 87. Issue 6. P. 1929-1937. doi: 10.1016/j.apenergy.2010.01.006.
5. Deutsches Patent- und Markenamt: веб-сайт. URL: <https://depatisnet.dpma.de/DepatisNet/depatisnet?window=1&space=menu&content=index&action=einstei ger&switchToLang=en> (доступ 23.12.2020).
6. Спеціалізована БД "Винаходи (корисні моделі) в Україні". Результати пошуку: веб-сайт. URL: <https://base.uipv.org/searchINV/search.php?action=views earchres&page=1> (доступ 23.12.2020).
7. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Шалатовська К. М. Математичне моделювання динаміки руху стрічкового транспортера. Підійомно-транспортна техніка. 2017. Вип. 2. С. 16-23.

8. Штейнер Р. Т. Математическое моделирование электроприводов переменного тока с полупроводниковыми преобразователями частоты. Екатеринбург. УРО РАН. 2000. 654 с.

9. Loveikin V., Romasevych Y., Shymko L., Ohienko M., Duczmal W., Potwora W., Titova L., Rogovskii I. Agrotechnics and optimal control of cranes and hoisting machines: monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 2020. 164 p.

References

1. Wang Dongqi L., Hankun Sh., Xuelin W. (2020). Research on Energy-saving Process Control Method of Bulk Cargo Terminal Based on Frequency Control Technology. International Conference on New Energy and Sustainable Development. IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science. 619. 012038. doi: 10.1088/1755-1315/619/1/012038

2. Ji J., Miao C., Li X. (2020). Research on the energy-saving control strategy of a belt conveyor with variable belt speed based on the material flow rate. PLOS ONE. 15(1). e0227992. doi: 10.1371/journal.pone.0227992.

3. Todorovski M., Mircevski S., Vidanovski D. (2014). Possibilities for Reducing Power Losses of Conveyor Belt Electric Drives. 16th International Power Electronics and Motion Control Conference and Exposition (Antalya, TURKEY). 1189-1194.

4. Zhang, S., Xia, X. (2010). Optimal control of operation efficiency of belt conveyor systems. Applied Energy. 87(6). 1929-1937. doi: 10.1016/j.apenergy.2010.01.006.

5. Deutsches Patent- und Markenamt. URL: <https://depatisnet.dpma.de/DepatisNet/depatisnet?window=1&space=menu&content=index&action=einsteiger&switchToLang=en> (access 23.12.2020).

6. Specialized database "Inventions (ultimate models) in Ukraine". Results of the search: web-site. URL: <https://base.uipv.org/searchINV/search.php?action=views&searchres&page=1> (access 23.12.2020).

7. Loveikin V. S., Romasevych Y. O. (2017). Mathematical modeling of belt conveyor movement. Lifting and Conveying Machinery. 2. 16-23.

8. Shteyner R. P. (2000). Mathematical modeling of electric AC drives with semiconductor frequency converters. Ekaterinburg. 654.

9. Loveikin V., Romasevych Y., Shymko L., Ohienko M., Duczmal W., Potwora W., Titova L., Rogovskii I. (2020). Agrotechnics and optimal control of cranes and hoisting machines: monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 164.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ ПРИ УПРАВЛЕНИИ ОТ УСТРОЙСТВА ПЛАВНОГО ПУСКА

Ю. А. Ромасевич, В. С. Ловеikin,
Р. А. Кульпин, К. Р. Пундик

Аннотация. В статье развит подход по повышению эксплуатационных показателей работы ленточного конвейера на этапе его запуска. Это достигнуто путем разработки математической модели движения конвейера при управлении от устройства плавного пуска (в работе учтено уравнение динамики движения механической части конвейера и уравнений асинхронного электропривода, который получает питание от устройства плавного пуска). Определены параметры устройства плавного пуска, которые оказывают наибольшее влияние на динамические и энергетические показатели работы конвейера. Путем проведения численных экспериментов получен массив данных, который связывает величины настроек устройства плавного пуска (длительность нарастания напряжения питания и начальное напряжение питания привода) с величинами оценочных динамических и энергетических показателей работы конвейера. Оценочные показатели отражали среднеквадратичные и максимальные величины. Проведенный анализ позволил получить рациональные значения настраиваемых параметров устройства плавного пуска, при которых динамические нагрузки и потери энергии значительно уменьшились.

Ключевые слова: ленточный конвейер, устройство плавного пуска, оптимальные настройки, численные эксперименты.

RESEARCH OF DYNAMIC AND ENERGY PROCESSES OF BELT CONVEYORS UNDER CONTROL WITH SOFT STARTER

Yu. O. Romasevych, V. S. Loveikin, R. A. Kulpin,
K. R. Pundyk

Abstract. In the article an approach to improvement of the belt conveyor performance at the stage of its start-up has been developed. It was achieved by developing a mathematical model of the conveyor movement under control from the soft starter (the work takes into account the equation of the dynamics of the movement of the mechanical part of the conveyor and the equations of the asynchronous electric drive, which is supplied by the soft starter). The parameters of the soft starter have been determined, which have the strong impact on the dynamic and energy performance of the conveyor. By carrying out numerical experiments, a data array was obtained that connects the settings of the soft starter (the duration of the supply voltage rise and the initial drive supply voltage) with the values of the estimated dynamic and energy performance of the conveyor. Estimates reflected RMS and maximum values. The analysis made it possible to obtain rational values of the optional parameters of the soft starter, at which the dynamic loads and energy losses significantly decreased.

Key words: belt conveyor, soft starter, optimal settings, numerical experiments.

Ю. О. Ромасевич ORCID 0000-0001-5069-5929.
В. С. Ловеikin ORCID 0000-0003-4259-3900.
Р. А. Кульпин ORCID 0000-0002-5388-1628.
К. Р. Пундик ORCID 0000-0001-6081-6341.

УДК 656.1. 614.2

ПРАВОВІ АСПЕКТИ ПРОХОДЖЕННЯ МЕДОГЛЯДІВ ПРАЦІВНИКАМИ ТРАНСПОРТНОЇ ГАЛУЗІ

Л. Е. Піскунова, Т. О. Зубок

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття зі спеціальності: 275 – транспортні технології (на автомобільному транспорті).

Кореспонденція авторів: tanyzubok@gmail.com

Історія статті: отримано – листопад 2020, акцентовано – грудень 2020.

Бібл. 12, рис. 0, табл. 0.

Анотація. Стаття присвячена актуальності і проблем проходження медоглядів працівниками транспортної галузі. При проведенні дослідження аналізувалися нормативні аспекти проведення медоглядів для категорії, до якої відносяться майбутні водії та водії транспортних засобів. Водії проходять медогляди відповідно до Положення про медичний огляд майбутніх водіїв та водіїв транспортних засобів, затвердженого наказом МОЗ та МВС.

Щозмінного передрейсові і післярейсові медичні огляди водіїв транспортних засобів проводять лікарі лікувального профілю та/або молодші медичні працівники з медичною освітою за фахом «сестринська справа», «Лікувальна справа».

Водії, які виконують роботи з перевезення пасажирів і вантажів, повинні проходити періодичний медичний огляд раз на рік, незалежно від віку (п. 1.3 Положення № 65/80).

Організація і оплата медоглядів - це обов'язок роботодавця. Роботодавець (його представник) щорічно (не пізніше 1 грудня) зобов'язаний подавати до територіального органу Держпраці заяву щодо визначення категорії працівників, які підлягають попередньому (періодичним) медичному огляду..

Ключові слова: транспортна галузь, транспортні технології, медогляд, попередні, щозмінні передрейсові, щозмінні післярейсові, позачергові медогляди.

Постановка проблеми

При проведенні дослідження аналізувались нормативні аспекти проведення медоглядів для категорії, до якої належать кандидати у водії та водії транспортних засобів.

Виділені категорії працівників, для яких медогляд є обов'язковим і яким роботодавець має забезпечити проходження медичного огляду. Це працівники, зайняті на важких роботах, роботах зі шкідливими або небезпечними умовами праці чи тих, де потрібен професійний відбір. Працівники транспортних засобів (п. 2.14 Порядку № 246)

відносяться до цієї категорії. Водії проходять медогляди відповідно до окремого Положення про медичний огляд кандидатів у водії та водіїв транспортних засобів, затвердженого наказом МОЗ і МВС від 31.01.13 р. № 65/80. Медогляди цієї категорії працівників є заходами з охорони праці (п. 7 Переліку заходів та засобів з охорони праці, затвердженого постановою КМУ від 27.06.03 р. № 994). Роботодавець у такому разі має дотримуватися Порядку проведення медичних оглядів працівників певних категорій, затвердженого наказом МОЗ від 21.05.07 р. № 246 (далі – Порядок № 246).

Аналіз останніх досліджень

Медичні огляди водіїв транспортних засобів проводять відповідно до Положення про медичний огляд кандидатів у водії та водіїв транспортних засобів, затвердженого наказом МОЗ, МВС від 31.01.2013 № 65/80 (далі – Положення № 65/80).

Щозмінні передрейсові та післярейсові медичні огляди водіїв транспортних засобів проводять лікарі лікувального профілю та/або молодші медичні працівники з медичною освітою за спеціальністю «сестринська справа», «лікувальна справа».

Перевізник щомісяця контролює результати щозмінних передрейсових і післярейсових медоглядів. Порушник несе адміністративну відповідальність. У разі скоєння ДТП з тяжкими наслідками, можлива кримінальна відповідальність, як для водія, так і для його керівника.

Щоб підтвердити право на керування транспортним засобом, водії мають проходити періодичний медичний огляд у такі строки:

- віком до 55 років (включно) – раз на 10 років;
- віком від 56 до 75 років (включно) – раз на 3 роки;
- віком від 76 років і більше – раз на рік.

Водії, які виконують роботи з перевезення пасажирів та вантажів, повинні проходити періодичний медичний огляд раз на рік, незалежно від віку (п. 1.3 Положення № 65/80).

Організація медоглядів – це обов'язок роботодавця. Роботодавець (його представник) щорічно (але не пізніше 1 грудня) зобов'язаний подавати до територіального органу Держпраці заяву щодо визначення категорії працівників, які підлягають попередньому (періодичним) медичному огляду.

Якщо на підприємстві до початку 2022 року не складено Акт, то роботодавець з 01.01.22 р. не матиме законних підстав для направлення працівника на попередній медичний огляд і для внесення до направлення даних щодо характеристики умов праці.

У разі звільнення працівника картка видається йому під підпис для проходження медичного огляду за новим місцем роботи. Копія картки зберігається в архіві медустанови протягом 15 років після звільнення.

У зв'язку з пандемією COVID-19 роботодавцям дозволено приймати на роботу працівників без проведення попередніх медоглядів. Дозвіл на працевлаштування без медогляду і роботу без періодичного медогляду діє під час карантину та впродовж 30 днів після його завершення.

Проведення медичних оглядів роботодавець зобов'язаний організувати своїм коштом.

Роботодавець несе відповідальність за своєчасність проходження працівниками обов'язкових медоглядів і за шкідливі наслідки для здоров'я населення, спричинені допуском до роботи осіб, які не пройшли обов'язкових медоглядів. Якщо працівник відмовляється або ухиляється від проходження обов'язкового медогляду, то роботодавець зобов'язаний відсторонити працівника від роботи без збереження заробітної плати (ст. 46 КЗпП) та має право притягнути його до дисциплінарної відповідальності.

Медичний огляд працівників проводять для того, щоб визначити стан їхнього здоров'я, можливість виконання трудових обов'язків, а також для своєчасного виявлення гострих чи хронічних професійних захворювань, встановлення у разі необхідності медичних протипоказань щодо здійснення окремих видів робіт та попередження виникнення і розповсюдження інфекційних хвороб.

Реалізація конституційного права працівників на охорону життя і здоров'я в процесі трудової діяльності, належні, безпечні і здорові умови праці визначаються і регулюються основними положеннями Закону України «Про охорону праці» від 21.11.2002 № 229-IV. Стаття 17 Закону гарантує право працівників, зайнятих на важких роботах, роботах із шкідливими або небезпечними умовами праці, на проходження попереднього медичного огляду під час прийому на роботу, а також періодичних медоглядів протягом трудової діяльності.

Мета досліджень

Метою наших досліджень є моніторинг існуючих правових аспектів, щодо проходження медичних оглядів працівниками транспортної галузі, огляд даного питання на протязі минулих років,

порівняльна оцінка нововведень у проходженні медоглядів водіїв. Адже, кожний громадянин, який не має медичних протипоказань та пройшов повний курс навчання за відповідними програмами, може в установленому порядку отримати право на керування транспортними засобами відповідної категорії і це визначено частиною 1 статті 15 Закону України «Про дорожній рух» від 30.06.1993 № 3353-XII (далі – Закон про дорожній рух).

Роботодавці мають піклуватися про здоров'я працівників. Більше того, вони зобов'язані забезпечити проведення медоглядів працівників певних категорій і не лише організовувати, а й профінансувати такі заходи. До 01.12.21 р. роботодавці мають визначитися, які категорії працівників підприємства підлягають медоглядам наступного 2022 року.

Результати досліджень

При проведенні дослідження аналізувались нормативні аспекти проведення медоглядів для категорій, до якої належать кандидати у водії та водії транспортних засобів. А саме: Закон України «Про охорону праці»; Податковий Кодекс України (Податок на доходи фізичних осіб); Кодекс законів про працю України; Закон України «Про забезпечення санітарного та епідемічного благополуччя населення»; Наказ МОЗ «Про затвердження Порядку проведення медичних оглядів працівників певних категорій»; Постанова КМУ «Про затвердження переліку професій, виробництв та організацій, працівники яких підлягають обов'язковим профілактичним медичним оглядам, порядку проведення цих оглядів та видачі особистих медичних книжок; Наказ МОЗ «Про затвердження Положення про медичний огляд кандидатів у водії та водіїв транспортних засобів та ін.

Першим завданням роботи було виділення категорій працівників, для яких медогляд є обов'язковим і яким роботодавець має забезпечити проходження медичного огляду. Це працівники, зайняті на важких роботах, роботах зі шкідливими або небезпечними умовами праці чи тих, де потрібен професійний відбір. Такі працівники мають проходити попередні (під час прийняття на роботу) і періодичні (протягом трудової діяльності) медогляди відповідно до ст. 169 КЗпП та ст. 17 Закону від 14.10.92 р. № 2694-XII «Про охорону праці» (далі – Закон № 2694).

Роботодавець у такому разі має дотримуватися Порядку проведення медичних оглядів працівників певних категорій, затвердженого наказом МОЗ від 21.05.07 р. № 246 (далі – Порядок № 246). Також, у даному документі представлений Перелік шкідливих та небезпечних факторів виробничого середовища і трудового процесу, при роботі з якими обов'язкові попередній (періодичні) медичний огляд працівників та Перелік робіт, для виконання яких є обов'язковим попередній (періодичні) медичний огляд. А Перелік робіт, де є потреба у професійному доборі,

затверджено наказом МОЗ та Держнаглядохоронпраці від 23.09.94 р. № 263/121.

Крім працівників до 18 років, яких потрібно приймати на роботу лише після медогляду, працівників, робота яких пов'язана з обслуговуванням населення і може спричинити поширення інфекційних захворювань та/або виникнення харчових отруєнь, працівників, які мають проходити наркологічні та психіатричні огляди, до цієї категорії належать також працівники транспортних засобів (п. 2.14 Порядку № 246). Водії проходять медогляди відповідно до окремого Положення про медичний огляд кандидатів у водії та водіїв транспортних засобів, затвердженого наказом МОЗ і МВС від 31.01.13 р. № 65/80. Медогляди цієї категорії працівників є заходами з охорони праці (п. 7 Переліку заходів та засобів з охорони праці, затвердженого постановою КМУ від 27.06.03 р. № 994).

Медогляди можуть бути попередніми, періодичними та позачерговими.

Попередній медичний огляд проводиться під час прийняття на роботу з метою:

- визначення стану здоров'я працівника та реєстрації вихідних об'єктивних показників здоров'я і можливості виконання без погіршення стану здоров'я професійних обов'язків в умовах дії конкретних шкідливих та небезпечних факторів виробничого середовища і трудового процесу;
- виявлення професійних захворювань (отруєнь), що виникли раніше при роботі на попередніх виробництвах, та попередження виробничо зумовлених і професійних захворювань (отруєнь).

Періодичні медичні огляди проводяться з метою:

- своєчасного виявлення ранніх ознак гострих і хронічних професійних захворювань (отруєнь), загальних та виробничо зумовлених захворювань у працівників;
- забезпечення динамічного спостереження за станом здоров'я працівників в умовах дії шкідливих та небезпечних виробничих факторів і трудового процесу;
- вирішення питання щодо можливості працівника продовжувати роботу в умовах дії конкретних шкідливих та небезпечних виробничих факторів і трудового процесу;
- розробки індивідуальних та групових заходів охорони здоров'я та реабілітаційних заходів працівникам, що віднесені за результатами медичного огляду до групи ризику;
- проведення відповідних оздоровчих заходів.

Періодичні медогляди проводять за встановленою на підприємстві періодичністю, але не рідше одного разу на два роки, для того щоб своєчасно виявити ранні ознаки профзахворювань.

Медичні огляди водіїв транспортних засобів проводять відповідно до Положення про медичний огляд кандидатів у водії та водіїв транспортних засобів, затвердженого наказом МОЗ, МВС від 31.01.2013 № 65/80 (далі – Положення № 65/80).

Водії під час прийняття на роботу та протягом трудової діяльності проходять такі медичні огляди:

- попередні;

- періодичні;
- щозмінні перед рейсові;
- щозмінні після рейсові;
- позачергові.

Зокрема, щозмінному перед рейсовому та після рейсовому медичним оглядам підлягають водії транспортних засобів підприємств, установ та організацій незалежно від форми власності, фізичних осіб-підприємців, що здійснюють перевезення пасажирів та вантажів вимоги, щодо їх проведення зазначені у порядку наведеному у розділі IV «Про затвердження Положення про медичний огляд кандидатів у водії та водіїв транспортних засобів» (далі-Положення). На великих підприємствах водії зазвичай проходять медогляди на КПП перед виїздом з автопідприємства. Маленькі підприємства або ФОП можуть укласти договори з лікувальними закладами, або з великими автопідприємствами, де є медсанчастина. Потрібно відзначити, щозмінні перед рейсові та після рейсові медичні огляди водіїв транспортних засобів проводяться в індивідуальному порядку. Під час огляду присутність сторонніх осіб забороняється. Щозмінний перед рейсовий медичний огляд проводиться для водіїв транспортних засобів перевізника безпосередньо перед їх виїздом у рейс.

У разі виявлення ознак хвороби протягом зміни водії підлягають після рейсовому медичному огляду.

Проведення щозмінних передрейсових та післярейсових медичних оглядів водіїв здійснюється у відведеному спеціальному приміщенні. Приміщення повинно бути оснащено відповідно до Табеля оснащення постійного спеціального приміщення для проведення щозмінного передрейсового та післярейсового медичних оглядів водіїв транспортних засобів, наведеного у Положенні.

Підставами для визнання водія непридатним до безпечного керування транспортним засобом є такі відхилення в стані здоров'я:

- підвищення або зниження артеріального тиску, частоти скорочень серця або значні відхилення від індивідуальної норми кожного водія;
- перебування водія у стані алкогольного, наркотичного чи іншого сп'яніння або під впливом лікарських препаратів, що знижують увагу та швидкість реакції.

Результати проведеного передрейсового та післярейсового медичного огляду заносяться до Журналу щозмінного передрейсового та післярейсового медичних оглядів водіїв (далі – Журнал) за формою згідно з Положенням.

Медичний працівник власноруч заповнює усі графи Журналу, а водій ставить свій підпис у графі «Підпис водія про відсутність скарг».

За наявності дорожнього листа медичним працівником робиться запис у ньому про результат контролю стану здоров'я водія автотransпортного засобу.

Наступний етап нашої роботи був присвячений вивченню питання умов проведення медичного огляду водіїв. Щозмінні перед рейсові та після рейсові медичні огляди водіїв транспортних засобів проводять лікарі лікувального профілю та/або молодші медичні працівники з медичною освітою за

спеціальністю «сестринська справа», «лікувальна справа».

Щодо вимог до медпрацівників, які мають право здійснювати перед рейсовий медичний огляд: вони повинні пройти навчання методам проведення щозмінних передрейсових та післярейсових медичних оглядів водіїв транспортних засобів на базі Українського медичного центру безпеки дорожнього руху та інформаційних технологій або його регіональних представництв, отримати Свідоцтво на право проведення щозмінних передрейсових та післярейсових медичних оглядів водіїв транспортних засобів, Довідку про внесення до Єдиного реєстру медичних працівників, що проводять щозмінні перед рейсові та після рейсові медичні огляди водіїв транспортних засобів, та штамп з висновком про придатність до керування транспортним засобом на всіх підприємствах, незалежно від форм власності та відомчої підпорядкованості, на яких працюють зазначені медичні працівники (Інструкція МОЗ України, затверджена Наказом № 80-ІП від 03.03.2008).

Під час огляду медичний працівник повинен:

- візуально оглянути та ретельно опитати водія щодо його самопочуття, сну, наявності або відсутності скарг на стан здоров'я;
- звернути увагу на те, як обстежуваний заходить до кабінету, на характер ходи, його зовнішній вигляд та поведінку, на стан шкіри, ознаки або симптоми захворюваності.
- Провести вимірювання температури тіла, якщо є зовнішні ознаки погіршення стану водія тощо; перевірити наявність симптомів гострого захворювання або загострення хронічного захворювання. На це можуть вказувати підвищення температури тіла понад 37,2°C, скарги на погане самопочуття, загальна слабкість, головний або зубний біль, гострі болі очей, болі в ділянці вуха, грудний клітині, черевній порожнині тощо.

Результати проходження медогляду вносяться у Журнал щозмінного передрейсового та післярейсового медичних оглядів водіїв.

Медичний працівник власноруч заповнює усі граfi журналу, а водій ставить свій підпис у граfi «Підпис водія про відсутність скарг». За наявності дорожнього листа медпрацівник робить запис у ньому про результат контролю стану здоров'я водія автотранспортного засобу. Щомісяця медичний працівник проводить аналіз проведених щозмінних передрейсових та післярейсових медичних оглядів, причин відсторонення від роботи водіїв і доводить їх до відома перевізника.

Своєю чергою перевізник щомісяця контролює результати щозмінних передрейсових і післярейсових медоглядів. Особливу увагу слід звертати на випадки відсторонення від роботи водіїв, які на момент оглядів перебували у стані алкогольного, наркотичного чи іншого сп'яніння або під впливом лікарських препаратів, що знижують увагу та швидкості реакції. Перед рейсовий медичний огляд водіїв – важливий процес, який має відбуватися з дотриманням усіх норм законодавства. Потрібно звернути увагу, що порушник несе адміністративну

відповідальність. У разі скоєння ДТП з тяжкими наслідками, можлива кримінальна відповідальність, як для водія, так і для його керівника.

Періодичні медичні огляди водіїв проводить медична комісія закладу охорони здоров'я. Їх завдання – вирішити, чи придатна особа безпечно керувати транспортним засобом. Медична комісія обов'язково бере до уваги Перелік захворювань і вад, при яких особа не може бути допущена до керування відповідними транспортними засобами, затверджений наказом МОЗ від 24.12.1999 № 299 (далі – Перелік).

Наявність в особі захворювання або вади, які визначає Перелік, є протипоказанням до керування транспортним засобом відповідної категорії.

Щоб підтвердити право на керування транспортним засобом, водії мають проходити періодичний медичний огляд у такі строки:

- віком до 55 років (включно) – раз на 10 років;
- віком від 56 до 75 років (включно) – раз на 3 роки;
- віком від 76 років і більше – раз на рік.

Водії, які виконують роботи з перевезення пасажирів та вантажів, повинні проходити періодичний медичний огляд раз на рік, незалежно від віку (п. 1.3 Положення № 65/80).

За результатом періодичного медогляду комісія видає медичну довідку щодо придатності водія керувати транспортним засобом (дод. 1 до Положення № 65/80).

Позачерговий медичний огляд працівників роботодавець зобов'язаний забезпечити, якщо працівник вважає, що погіршення стану його здоров'я пов'язане з умовами праці; якщо стан здоров'я працівника не дозволяє йому виконувати свої трудові обов'язки.

Організація медоглядів – це обов'язок роботодавця. Процедурі прописано в Порядку № 246, а поширюється вона на юридичних, фізичних осіб незалежно від форми власності, у тому числі підприємств, які використовують найману працю (роботодавців) (пп. 1.2 п. 1 Порядку № 246).

Роботодавець зобов'язаний визначити шкідливі та небезпечні фактори виробничого середовища і трудового процесу на робочих місцях працівників відповідно до гігієнічної класифікації праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості і напруженості трудового процесу умов праці. З цією метою на підприємстві слід організувати проведення лабораторних досліджень умов праці, які дадуть змогу визначити перелік робочих місць, що підлягають попередньому (періодичним) медичному огляду у відповідності до п. 3.1 Порядку проведення медичних оглядів працівників певних категорій затвердженого наказом МОЗ України від 21.05.2007 № 246 (далі – Порядок № 246). Ці дані підприємство зобов'язане скерувати у відповідний територіальний орган Держпраці (Управління).

Відповідно до пунктів Порядку роботодавець (його представник) щорічно (але не пізніше 1 грудня) зобов'язаний подавати до територіального органу Держпраці заяву щодо визначення категорії працівників, які підлягають попередньому

(періодичним) медичному огляду. Працівники Управління за участю представника первинної профспілкової організації або уповноваженої працівниками особи підприємства визначають категорію працівників, які підлягають попередньому (періодичним) медичному огляду та складають Акт визначення категорій працівників, які підлягають попередньому (періодичним) медичному огляду.

До Акта вносяться дані щодо шкідливих та небезпечних факторів виробничого середовища і трудового процесу та дані щодо робіт, для виконання яких є обов'язковим попередній (періодичні) медичний огляд.

Під час прийняття на роботу, а також у разі переведення на іншу роботу роботодавець повинен видати працівнику направлення на обов'язковий попередній медичний огляд за встановленою формою. У направленні має бути надана характеристика умов праці. Водночас інформація про характеристику умов праці для кожної професії міститься лише в Акті.

Отже, якщо на підприємстві до початку 2022 року не складено Акт, то роботодавець з 01.01.22 р. не матиме законних підстав для направлення працівника на попередній медичний огляд і для внесення до направлення даних щодо характеристики умов праці.

На підставі Акта роботодавець протягом місяця складає поіменні списки працівників, які підлягають періодичним медичним оглядам наступного року в чотирьох примірниках (додаток 2 до Порядку № 246) та погоджує їх із фахівцем відділу з питань гігієни праці. Їх треба подати в паперовому та електронному вигляді. Один примірник залишається на підприємстві, другий – подається закладу охорони здоров'я (далі – ЗОЗ) для проведення медичного огляду працівників, третій – відділу з питань гігієни праці управління з питань праці Головного управління Держпраці, четвертий – робочому органу Виконавчої дирекції Фонду соціального страхування (далі – ВД ФСС).

Далі роботодавець укладає договір про проведення медогляду лише з тим ЗОЗ, який має другу, першу або вищу акредитаційні категорії, ліцензію на здійснення медичної практики, у якому створено комісію із проведення медичних оглядів (далі – комісія), а лікарі пройшли підготовку з професійної патології.

ЗОЗ складає план-графік проведення медичного огляду працівників підприємства та погоджує його із роботодавцем та територіальним органом Держпраці. У плані-графіку вказуються строки проведення медоглядів, лабораторних, функціональних та інших досліджень та лікарі, залучені до їх проведення.

Роботодавець має забезпечити своєчасну та організовану явку працівників на медогляд та обстеження. Для цього роботодавець має видати наказ (розпорядження) про проведення обов'язкового профілактичного медогляду. У наказі слід зазначити термін проведення медогляду, перелік працівників, які зобов'язані його пройти, а також відповідальних осіб.

Для проведення попереднього медичного огляду роботодавець направляє ЗОЗ, з яким укладено договір, лист із проханням провести попередній

медогляд конкретного працівника. А працівникові видає направлення на обов'язковий попередній медичний огляд (додаток 3 до Порядку № 246). Такий самий порядок дій і в разі, якщо працівника треба перевести на важку роботу, роботу зі шкідливими або небезпечними умовами праці.

Комісія проводить медогляди, результати і висновок заносить до картки працівника (додаток 7 до Порядку № 246) і в медичну карту амбулаторного хворого за формою, затвердженою наказом від 27.12.99 р. № 302 (п. 2.16 Порядку № 246), а працівникові видається Довідка про проходження медогляду (додаток 8 до Порядку № 246).

У разі звільнення працівника картка видається йому під підпис для проходження медичного огляду за новим місцем роботи. Копія картки зберігається в архіві медустанови протягом 15 років після звільнення.

За результатами періодичних медичних оглядів (протягом місяця після їх закінчення) комісія також складає Заключний акт за результатами періодичного медичного огляду працівників (додаток 9 до Порядку № 246) у шести примірниках: один примірник залишається в ЗОЗ, що проводив медогляд, інші надаються роботодавцю, представнику профспілкової організації або вповноваженій працівниками особі, профпатологу, територіальному органу Держпраці, робочому органу ВД ФСС.

Фахівці відділу з питань гігієни праці під час підписання Заключного акта надають рекомендації щодо покращення умов праці та профілактики професійних захворювань, які є обов'язковими для виконання.

Підписуючи Заключний акт, роботодавець надає інформацію про виконання заходів, запропонованих у Заключному акті за попередній рік, та інформацію щодо осіб, які не пройшли медогляд, і причин, з яких вони не пройшли медогляд. Заключний акт роботодавець має зберігати протягом 5 років. Рекомендації Заключного акта є для роботодавця підставою для переведення працівника на інші роботи і навіть відсторонення від роботи за тією чи іншою професією.

Виходячи із сучасних реалій, потрібно зазначити про медичні огляди працівників транспортної сфери під час карантину. У зв'язку з пандемією COVID-19 роботодавцям дозволено приймати на роботу працівників без проведення попередніх медоглядів. Дозвіл на працевлаштування без медогляду і роботу без періодичного медогляду діє під час карантину та впродовж 30 днів після його завершення.

Щодо працівників транспортних технологій, про не проходження попереднього медогляду під час прийняття на роботу та періодичний огляд у цей період, їх умови праці відносяться до таких, де є потреба у професійному доборі, робота, пов'язана із забезпеченням безпеки руху та обслуговуванням залізничного транспорту, підприємств міжгалузевого промислового залізничного транспорту, працівників окремих професій, виробництв та організацій, діяльність яких пов'язана з обслуговуванням населення, визначених переліком професій, виробництв та організацій, працівники яких

підлягають обов'язковим профілактичним медичним оглядам, затвердженим постановою КМУ від 23.05.2001 № 559.

Також ми звернули увагу на гарантії працівникам, які направляються на медогляд

Проведення медичних оглядів роботодавець зобов'язаний організувати своїм коштом (ст. 169 КЗпП, ст. 17 Закону № 2694, п. 2.5 Порядку № 246). За час перебування в медичному закладі на обстеженні за працівниками, зобов'язаними проходити медогляд, зберігається середній заробіток за місцем роботи (ст. 123 КЗпП). Звісно, це не стосується попереднього медогляду, адже працівника ще не прийняли на роботу. У таблиці обліку використання робочого часу дні проходження медогляду відображаються з кодом «22» («ІН»), а час відсторонення працівника від роботи в разі ухилення від проходження медогляду – з кодом «30» («І»). Середній заробіток розраховують відповідно до Порядку обчислення середньої заробітної плати, затвердженого постановою КМУ від 08.02.95 р. № 100, виходячи з виплат за останні два місяці роботи перед проходженням медогляду.

Середня зарплата включається до фонду оплати праці (далі – ФОП) (пп. 2.2.12 Інструкції зі статистики заробітної плати, затвердженої наказом Держкомстату від 13.01.04 р. № 5, далі – Інструкція № 5) і обкладається ПДФО, ВС і ЄСВ на загальних підставах.

Роботодавець несе відповідальність за своєчасність проходження працівниками обов'язкових медоглядів і за шкідливі наслідки для здоров'я населення, спричинені допуском до роботи осіб, які не пройшли обов'язкових медоглядів. За допуск до роботи без проходження медогляду оштрафують мінімум на розмір мінізарплати (ст. 265 КЗпП). За невиконання розпорядження Держпраці щодо проведення медоглядів передбачено адмінштраф за ст. 18811 КУпАП – від 6 до 25 НМДГ. Працівників, які без поважних причин не пройшли у встановлений термін обов'язковий медичний огляд у повному обсязі, відсторонюють від роботи й можуть притягти до дисциплінарної відповідальності (ст. 46 і 159 КЗпП, ч. 5 ст. 26 Закону № 4004). До того ж, зауважимо: щоб отримати дозвіл на виконання робіт підвищеної небезпеки та/або експлуатацію машин, механізмів та устаткування підвищеної небезпеки, необхідний для одержання ліцензії на право зберігання пального, роботодавець має подати для експертизи документи з охорони праці, зокрема документи з медогляду працівників – договір із медичною установою, довідки, Заключний акт тощо (див. «Умови отримання дозволу на виконання «небезпечних» робіт»).

Якщо працівник відмовляється або ухиляється від проходження обов'язкового медогляду, то роботодавець зобов'язаний відсторонити працівника від роботи без збереження заробітної плати (ст. 46 КЗпП) та має право притягнути його до дисциплінарної відповідальності. Роботодавець не повинен допускати до роботи працівників, яким за медичним висновком така робота протипоказана за станом здоров'я. До робіт

підвищеної небезпеки та тих, що потребують професійного добору, допускають лише за наявності висновку психофізіологічної експертизи.

Висновки

1. Таким чином, вищевикладений Порядок проведення медичних оглядів працівників певних категорій, затвердженого наказом МОЗ України від 21.05.2007, є основним нормативно-правовим документом для організації проведення медоглядів працівників підприємств незалежно від форм власності, в тому числі працівників підприємств і організацій повітряного транспорту України.

Список літератури

1. Закон України «Про охорону праці» від 24 листопада 1992 року (згідно з Постановою Верховної Ради України від 14 жовтня 1992 року N 2695-XII).
2. Податковий Кодекс України № 2755-VI від 01.01.2011 Розділ IV. Податок на доходи фізичних осіб. ст. 162.
3. Закон України «Про забезпечення санітарного та епідемічного благополуччя населення» (згідно з Постановою Верховної Ради України від 24 лютого 1994 року N 4005-XII).
4. Наказ МОЗ від 21.05.2007 N 246 «Про затвердження Порядку проведення медичних оглядів працівників певних категорій».
5. Постанова КМУ від 23.05.2001 №559 «Про затвердження переліку професій, виробництв та організацій, працівники яких підлягають обов'язковим профілактичним медичним оглядам, порядку проведення цих оглядів та видачі особистих медичних книжок».
6. Наказ МОЗ від 31.01.2013 № 65/80 «Про затвердження Положення про медичний огляд кандидатів у водії та водіїв транспортних засобів».
7. Постанова КМУ «Про затвердження переліку заходів та засобів з охорони праці» від 27 червня 2003 р. N 994.
8. Закон України «Про захист населення від інфекційних хвороб».
9. <https://uteka.ua/ua/publication/agro-4-oplata-truda-i-kadry-v-sh-68-obyazatelnye-medosmotry-rabotnikov>.
10. <https://esop.mcfr.ua/>Електронний журнал «Довідник спеціаліста з охорони праці».
11. Zagurskiy O., Ohienko M., Pokusa T., Zagurska S., Pokusa F., Titova L., Rogovskii I. Study of efficiency of transport processes of supply chains management under uncertainty. Monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 2020. 162 p.
12. Zagurskiy O., Rogach S., Titova L., Rogovskii I., Pokusa T. «Green» supply chain as a path to sustainable development. Mechanisms of stimulation of socio-economic development of regions in conditions of transformation. Monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 2019. P. 199-213.

References

1. Law of Ukraine "On labor protection" of November 24, 1992 (according to the Resolution of the Verkhovna Rada of Ukraine of October 14, 1992 N 2695-XII).
2. Tax Code of Ukraine № 2755-VI dated 01.01.2011 Section IV. Income tax. Art. 162.
3. Law of Ukraine "On Ensuring Sanitary and Epidemic Welfare of the Population" (according to the Resolution of the Verkhovna Rada of Ukraine of February 24, 1994 N 4005-XII).
4. Order of the Ministry of Health of 21.05.2007 No. 246 "About the statement of the Procedure of carrying out medical examinations of workers of certain categories".
5. Resolution of the Cabinet of Ministers of 23.05.2001 №559 "On approval of the list of professions, industries and organizations whose employees are subject to mandatory preventive medical examinations, the procedure for these examinations and the issuance of personal medical records".
6. Order of the Ministry of Health of 31.01.2013 № 65/80 "On approval of the Regulations on medical examination of candidates for drivers and drivers of vehicles".
7. Resolution of the Cabinet of Ministers of Ukraine "On approval of the list of measures and means of labor protection" of June 27, 2003 N 994.
8. Law of Ukraine "On protection of the population from infectious diseases".
9. <https://uteka.ua/ua/publication/agro-4-oplata-truda-i-kadry-v-sh-68-obyazatelnye-medosmotry-robotnikov>.
10. <https://esop.mcfr.ua/>Електронний журнал «Довідник спеціаліста з охорони праці».
11. Zagurskiy O., Ohienko M., Pokusa T., Zagurska S., Pokusa F., Titova L., Rogovskii I. (2020). Study of efficiency of transport processes of supply chains management under uncertainty. Monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 162.
12. Zagurskiy O., Rogach S., Titova L., Rogovskii I., Pokusa T. (2019). «Green» supply chain as a path to sustainable development. Mechanisms of stimulation of socio-economic development of regions in conditions of transformation. Monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 199-213.

ПРАВОВЫЕ АСПЕКТЫ ПРОХОЖДЕНИЯ
МЕДОСМОТРОВ РАБОТНИКАМИ
ТРАНСПОРТНОЙ ОТРАСЛИ

Л. Е. Пискунова, Т. О. Зубок

Аннотация. Статья посвящена актуальности и проблемам прохождения медосмотров работниками транспортной отрасли. При проведении исследования анализировались нормативные аспекты проведения медосмотров для категории, к которой относятся будущие водители и водители транспортных средств. Водители проходят медосмотры в соответствии с Положением о медицинском осмотре будущих

водителей и водителей транспортных средств, утвержденного приказом МОЗ и МВД.

Ежегодные предрейсовые и послерейсовые медицинские осмотры водителей транспортных средств проводят врачи лечебного профиля и / или младшие медицинские работники с медицинским образованием по специальности «сестринское дело», «Лечебное дело».

Водители, которые выполняют работы по перевозке пассажиров и грузов, должны проходить периодический медицинский осмотр раз в год, независимо от возраста (п. 1.3 Положения № 65/80).

Организация и оплата медосмотров - это обязанность работодателя. Работодатель (его представитель) ежегодно (не позднее 1 декабря) обязан подавать в территориальный орган Гоструда заявление по определению категории работников, подлежащих предварительному (периодическому) медицинскому осмотру.

Ключевые слова: транспортная отрасль, транспортные технологии, медосмотр, предыдущие, ежегодные предрейсовые, ежегодные послерейсовые, внеочередные медосмотры.

LEGAL ASPECTS OF PASSING MEDICAL
EXAMINATIONS BY WORKERS OF TRANSPORT
INDUSTRY

L. E. Piskunova, T. O. Zubok

Abstract. Every citizen who has no medical contraindications and has completed a full course of study in the relevant programs, may in the prescribed manner be entitled to drive vehicles of the appropriate category. Employers must take care of the health of their employees. Moreover, they are obliged to provide medical examinations for certain categories of workers and not only to organize but also to finance such events. By December 1, 21, employers must determine which categories of employees of the enterprise are subject to medical examinations in the next 2022.

The study analyzed the regulatory aspects of medical examinations for the category to which candidates for drivers and drivers of vehicles belong.

There are categories of employees for whom medical examination is mandatory and for which the employer must provide a medical examination. These are workers engaged in heavy work, work with harmful or dangerous working conditions or those where professional selection is required. Employees of vehicles (paragraph 2.14 of the Procedure № 246) belong to this category. Drivers undergo medical examinations in accordance with a separate Regulation on medical examination of candidates for drivers and drivers of vehicles, approved by the order of the Ministry of Health and the Ministry of Internal Affairs dated by 31.01.13 № 65/80. Medical examinations of this category of employees are measures on labor protection (item 7 of the List of measures and means on labor protection, approved by the resolution of the Cabinet of Ministers of June 27, 2003 № 994).

The robot teacher in such a way can do it. The procedure for conducting medical examinations of the singing categories, approved by the order of the Ministry

of Health of the Russian Federation dated 21.05.07 p. No. 246 (dali - Order No. 246).

Medical examinations of transport drivers shall be carried out in accordance with the Regulations on medical examinations of candidates at the water and transport drivers, approved by the order of the Ministry of Health, the Ministry of Internal Affairs dated 31.01.2013 No. 65/80 (further - Provision No. 65/80).

The organization of medical examinations is the responsibility of the employer. The employer (his representative) is obliged to submit an application to the territorial body of the State Labor Service annually (but not later than December 1) to determine the category of employees who are subject to preliminary (periodic) medical examination.

Key words: transport industry, transport technologies, medical examinations, previous, every shift pre-trip, every shift post-trip, extraordinary medical examinations.

Л. Е. Піскунова ORCID 0000-0002-6351-0660.

Т. О. Зубок ORCID 0000-0001-7559-0859.

УДК 62-192(075)

ПРОГНОЗУВАННЯ І ОЦІНКА ПОКАЗНИКІВ НАДІЙНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ МАШИН ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ БАГАТОРЕЖИМНИХ ВИПРОБУВАНЬ

О. І. Алфьоров

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція автора: alfogor@i.ua.

Історія статті: отримано – листопад 2020, акцептовано – грудень 2020.

Бібл. 12, рис. 4, табл. 2.

Анотація. Обґрунтовано використання комбінованих ресурсних випробувань при оцінці показників надійності елементів технічних систем, що забезпечують відсутність спотворення фізичної картини експлуатаційної відмови. Наведено приклад визначення середнього ресурсу вакуумного насоса доїльного агрегату з використанням лінійної гіпотези підсумовування механічних пошкоджень. Наведено режими комбінованого навантаження насоса.

Визначено деформації лопатки при різних циклах навантаження за деградаційним фактором накопичення пошкоджень полімерної крильчатки насоса в наслідок повзучості.

Отримана точкова оцінка середнього експлуатаційного ресурсу крильчатки, яка склала $T_c = 109,11$ тис. год.

Доведено, що метод проведення прискорених визначальних випробувань елементів машин на надійність в граничних комбінованих режимах має універсальний характер і є більш ефективним щодо достовірності отриманих результатів.

Ключові слова: надійність, прискорені випробування, вакуумний насос, доїльна установка, повзучість.

Постановка проблеми

Прискорена оцінка рівня механічної надійності машини і її елементів ґрунтується на результатах випробувань. Проведення випробувань повинно перш за все розглядатися як необхідний етап експериментального оцінювання надійності.

Ресурсними називають випробування, метою яких є визначення або контроль показників довговічності виробів: середнього і гамма-відсоткового ресурсу, характеристик розподілу ресурсу. Враховуючи, що показники довговічності елементів машини визначають, в кінцевому рахунку, і її безвідмовність, ресурсні випробування можна вважати одним з основних видів випробувань на надійність [1-4].

Випробування машин на надійність в порівнянні з іншими видами випробувань найбільш тривалі, складні і трудомісткі. Тому особливо важливо

раціонально проводити такі випробування, а також ефективно використовувати результати комплексу різних видів випробувань.

Ефективність робіт по забезпеченню надійності машин і їх елементів безпосереднім чином залежить від термінів проведення та можливості прискорення оцінки показників за результатами випробувань.

Ущільнені випробування можуть бути двох типів: випробування в еквівалентному режимі і граничні випробування. Під еквівалентним експлуатаційному режимом слід розуміти режим випробувань при таких значеннях факторів, коли інтенсивність накопичення пошкоджень, в середньому така ж, як і при використанні об'єкту в типових (нормативних) експлуатаційних умовах.

Аналіз останніх досліджень

Граничний режим може бути реалізований шляхом усічення спектра експлуатаційних навантажень [1, 5-7] і відтворення тільки тієї його частини, яка призводить до інтенсивного накопичення втомних пошкоджень (рис. 1).

При граничному режимі випробувань жоден з факторів не повинен виходити за межі діапазону свого розсіювання в умовах експлуатації. Крім того, не повинні відтворюватися такі поєднання чинників, які в принципі не можуть мати місце в реальних умовах.

Проведення випробувань, як в еквівалентному, так і в граничному режимах гарантує, що не відбудеться спотворення фізичної картини експлуатаційної відмови.

Режими випробувань, при яких інтенсивність процесів ушкодження перевищує максимально можливу величину, що досягається в умовах експлуатації, називаються посиленими (форсованими). До посилених режимів доводиться вдаватися в тих випадках, коли ущільнені випробування не дозволяють отримати необхідний ступінь прискорення. При використанні посилених режимів з'являється ризик порушення фізики процесів ушкодження.

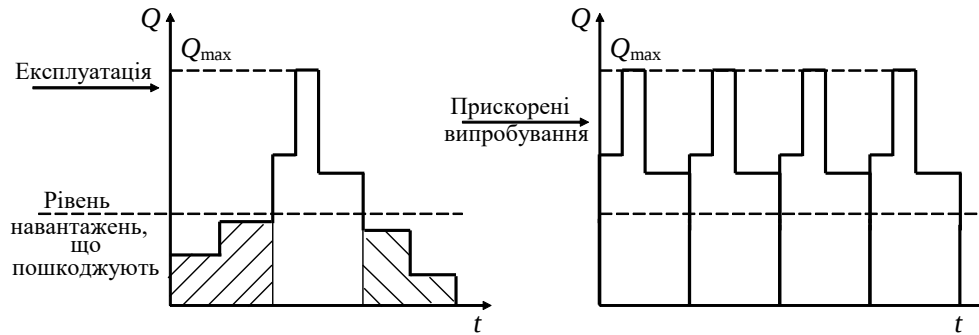


Рис. 1. Схема усічення спектра експлуатаційних навантажень при випробуваннях.

Fig. 1. Scheme of truncation of the spectrum of operating loads during tests.

Необхідно враховувати, що кожен процес руйнування має свою критичну область, при переході за межі якої відбуваються його якісні зміни. Перефорсування режиму може знецінити результати випробувань і привести до помилкових висновків.

Більш висока ймовірність прискореної оцінки середнього експлуатаційного ресурсу може бути досягнута, якщо проводити прискорені випробування в комбінованому режимі. У цьому випадку одну частину ресурсу об'єкт зазвичай виробляє в режимі, еквівалентному нормальному експлуатаційному, а другу частину, з метою прискорення випробувань - в посиленому. Однією з переваг такого підходу є можливість використання в якості зразків деталей і агрегатів, які відпрацювали певний час в реальних експлуатаційних умовах з подальшим доведенням їх до граничного стану на стенді.

При проведенні випробувань одного об'єкта в декількох режимах необхідно фіксувати

напрацювання в кожному з режимів і враховувати цю інформацію при аналізі результатів випробувань.

Використовуючи широко поширену [1, 4, 5-7] лінійну гіпотезу підсумовування механічних пошкоджень, можна записати умову настання відмови в вигляді:

$$\frac{t_1}{T_1} + \frac{t_2}{T_2} + \dots + \frac{t_k}{T_k} = 1, \quad (1)$$

де t_j – частина середнього ресурсу, вироблена в j -му режимі;

T_j – середній ресурс об'єкта при роботі тільки в j -му режимі.

При цьому $\bar{T}_c = \bar{t}_e + \bar{t}_n$ – середній ресурс об'єкта при випробуваннях в комбінованому режимі, величина якого перебуває в інтервалі: $T_n < \bar{T}_c < T_e$. В системі координат $\bar{t}_e$ та $\bar{t}_n$ вираз (1), вочевидь, є рівнянням прямої в відрізках (рис. 2).

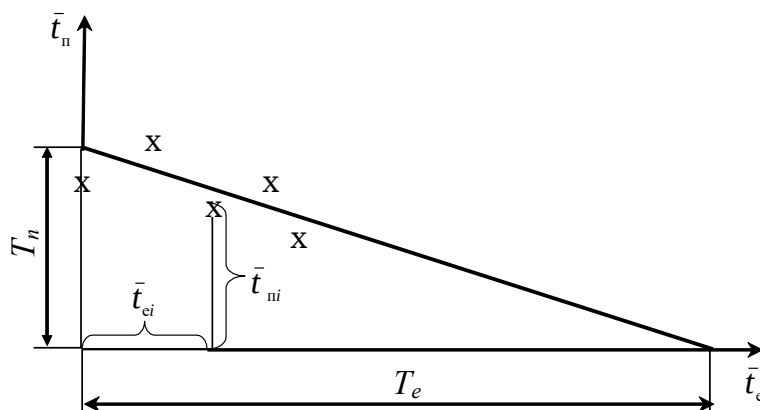


Рис. 2. Схема оцінки ресурсу за лінійної моделі пошкоджуваності.

Fig. 2. Resource estimation scheme for a linear model of damage.

Використовуючи позначення $\lambda_e = \frac{1}{T_e}$ і $\lambda_n = \frac{1}{T_n}$,

вираз (1) можна записати у вигляді:

$$\lambda_e \cdot t_e + \lambda_n \cdot t_n = 1. \quad (2)$$

Склавши суму квадратів відхилень експериментальних даних від залежності (2):

$$S = \sum_{i=1}^n (\lambda_e \cdot t_{ei} + \lambda_n \cdot t_{ni} - 1)^2$$

визначають параметри λ_e і λ_n з умов мінімуму величини S :

$$\frac{\partial S}{\partial \lambda_e} = 0 \text{ та } \frac{\partial S}{\partial \lambda_n} = 0.$$

Отримують систему рівнянь:

$$\lambda_e \sum_{i=1}^n t_{ei}^2 + \lambda_n \sum_{i=1}^n t_{ni} t_{ei} = \sum_{i=1}^n t_{ei},$$

$$\lambda_e \sum_{i=1}^n t_{ni} t_{ei} + \lambda_n \sum_{i=1}^n t_{ni}^2 = \sum_{i=1}^n t_{ni},$$

рішення якої, дозволяє визначити середній ресурс об'єкта в експлуатаційному і посиленому режимах за формулами:

$$T_e = \frac{\sum_{i=1}^n t_{ei}^2 \sum_{i=1}^n t_{ni}^2 - \left(\sum_{i=1}^n t_{ni} t_{ei} \right)^2}{\sum_{i=1}^n t_{ei} \sum_{i=1}^n t_{ni}^2 - \sum_{i=1}^n t_{ni} \sum_{i=1}^n t_{ei} t_{ni}}; \quad (3)$$

$$T_n = \frac{\sum_{i=1}^n t_{ei}^2 \sum_{i=1}^n t_{ni}^2 - \left(\sum_{i=1}^n t_{ni} t_{ei} \right)^2}{\sum_{i=1}^n t_{ni} \sum_{i=1}^n t_{ei}^2 - \sum_{i=1}^n t_{ei} \sum_{i=1}^n t_{ni} t_{ei}}.$$

Зі схеми на рис. 2 видно, що оцінювання середнього ресурсу фактично проводиться шляхом, при якому екстраполяція лінійного регресійного рівняння пошкоджуваності (1) здійснюється з напрацювання в експлуатаційному режимі на інтервал від $\max \bar{t}_{ei}$ до T_e . Обумовлена екстраполяцією абсолютна похибка оцінювання середнього ресурсу зі збільшенням цього інтервалу зростає. При високому ступені жорсткості режиму випробувань і, як наслідок, величині відношення T_e / T_n , інтервал екстраполяції може багаторазово перевищити величину інтервалу напрацювання t_e , в якому проводилися випробування (від нуля до $\max \bar{t}_{ei}$), що негативно позначиться на точності оцінки середнього ресурсу T_e .

Мета досліджень

Метою роботи є побудова моделі оцінки надійності за результатами багаторежимних випробувань елементів сільськогосподарської техніки.

Результати досліджень

Як приклад розглянемо варіант прискорених ресурсних випробувань водокільцевого вакуумного насоса доїльного агрегату. Деградаційним фактором накопичення пошкоджень була повзучість полімерної крильчатки насоса, внаслідок якої вироблявся мінімальний зазор між корпусом насоса і крильчаткою, що могло стати причиною заклинювання.

На зменшення мінімального зазору між крильчаткою і корпусом насоса впливає лімітуюча ресурс, радіальна складова деформації лопатки. Як можна бачити з графіка на (рис. 3) процес повзучості поліпропілену, використовуваного для виготовлення крильчатки, описується ступеневою функцією, яка має вигляд:

$$l = a \cdot t^v, \quad (4)$$

де l - радіальна складова деформації повзучості лопатки, мм; a - постійний коефіцієнт; t - напрацювання, год.; v - показник ступеня.

Аналіз залежності деформації повзучості від напрацювання (рис. 3) дозволив визначити параметри виразу (4), яке для деформації повзучості поліпропіленової крильчатки має вигляд:

$$l = 0,018 \cdot t^{0,37}.$$

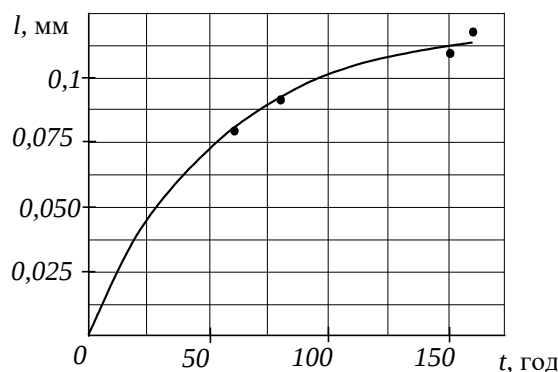


Рис. 3. Графік залежності деформації повзучості від напрацювання.

Fig. 3. Graph of the dependence of creep deformation on operating time.

Проведення прискорених комбінованих випробувань з контролем величини деформаційного пошкодження крильчатки водокільцевого вакуумного насоса внаслідок повзучості поліпропілену здійснювалося на чотирьох зразках крильчатки [8, 9]. Була обрана двоступенева система навантаження для кожного випробуваного зразка. Режими навантаження відповідали експлуатаційного – рівень вакууму 53% (47 кПа залишкове тиск) і жорсткість – рівень вакууму 85% (15 кПа залишковий тиск) режимам роботи насоса [10-12].

Таблиця 1. Режими комбінованого навантаження.

Table 1. Modes of the combined loading.

№ крильчатки	1	2	3	4
α_1 - частка часу роботи крильчатки в посиленому режимі навантаження	1	0,47	0,333	0,25
α_2 - частка часу роботи крильчатки в експлуатаційному режимі навантаження	0	0,53	0,667	0,75
Загальний час навантаження, год.	80	170	150	160

Результати випробувань поліпропіленових крильчаток водокільцевого вакуумного насоса за визначенням величини залишкових деформацій внаслідок повзучості поліпропілену, а також дані для побудови лінійної регресійної моделі пошкоджуваності наведені в табл. 2, де t_n , t_e – складові ресурсу, вироблені в жорсткість і експлуатаційному режимах випробувань відповідно;

τ_{pi} , τ_{ei} – складові напрацювання i -ої лопатки в жорсткому і експлуатаційному режимах випробувань відповідно. Зв'язок між t_{pi} , t_e і τ_{pi} , τ_e визначалася залежностями [9]:

$$t_{pi} = \frac{\tau_{pi}}{\left(\frac{l_i}{\delta}\right) \cdot \bar{l}^{1/\nu-1}}; \quad t_e = \frac{\tau_e}{\left(\frac{l_i}{\delta}\right) \cdot \bar{l}^{1/\nu-1}}, \quad (5)$$

де, $\bar{l} = \frac{\sum_{i=1}^n l_i}{n}$, $\nu = 0,37$, $\delta = 1$ мм, l_i – радіальна складова деформації повзучості i -ої лопатки, мм.

Для побудови лінійної регресійної моделі пошкоджуваності крильчатки скористаємося даними таблиці 2, згідно з якою з виразу (3) отримаємо:

$$T_e = \frac{1224814569,5 \cdot 3605591174 - 5568249035^2}{431496 \cdot 3605591174 - 257750 \cdot 5568249035} = 109107 \text{ год.},$$

$$T_n = \frac{1224814569,5 \cdot 3605591174 - 3605591174^2}{257750 \cdot 1224814569,5 - 431496 \cdot 5568249035} = 17442 \text{ год.}$$

Таблиця 2. Радіальна складова деформації лопатки при різних циклах навантаження.

Table 2. Radial component of the deformation of the blade at different load cycles.

№ крильчатки	№ лопатки	τ_{pi} , ГОД	τ_e , ГОД	l_i , мм	t_{pi} , ГОД	t_e , ГОД
1	1	80	-	0,185	13500,63	0
	2	80	-	0,148	16875,79	0
	3	80	-	0,15	16650,78	0
2	4	80	90	0,188	13285,19	14945,84
	5	80	90	0,172	14521,03	16336,16
	6	80	90	0,154	16218,29	18245,58
	7	80	90	0,142	17588,85	19787,46
3	8	50	100	0,109	14321,2	28642,39
	9	50	100	0,11	14191	28382,01
	10	50	100	0,095	16431,69	32863,38
	11	50	100	0,123	12691,14	25382,28
	12	50	100	0,115	13574	27148,01
	13	50	100	0,112	13937,59	27875,19
4	14	40	120	0,113	11051,4	33154,2
	15	40	120	0,138	9049,336	27148,01
	16	40	120	0,119	10494,19	31482,56
	17	40	120	0,113	11051,4	33154,2
	18	40	120	0,109	11456,96	34370,87
	19	40	120	0,115	10859,2	32577,61

Отже, використовуючи результати випробувань, отримана точкова оцінка середнього експлуатаційного ресурсу крильчатки, яка склала $T_e = 109,11$ тис. год.

при значенні мінімального зазору між крильчаткою і корпусом насоса $\delta = 1$ мм.

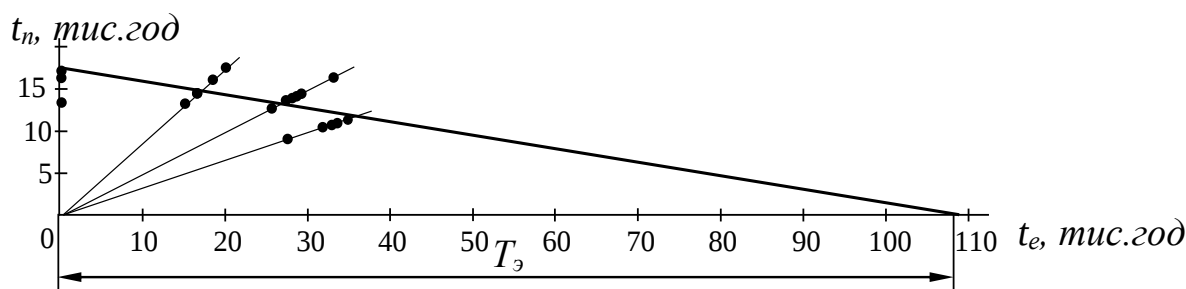


Рис. 4. Графік лінійної регресійної моделі пошкоджуваності крильчатки.

Fig. 4. Graph of a linear regression model of impeller damage.

На рис. 4 показана лінійна регресійна модель пошкоджуваності крильчатки, на якій точками відображені значення залишкової деформації повзучості.

Висновки

1. Метод проведення прискорених визначальних випробувань елементів машин на надійність в граничних комбінованих режимах має універсальний характер і є більш ефективним щодо достовірності отриманих результатів. Він дозволяє при

прогнозуванні показників довговічності за результатами випробувань застосовувати чіткий статистичний алгоритм, який не передбачає використання заздалегідь відомих коефіцієнтів прискорення випробувань.

2. При цьому експлуатаційна довговічність оцінюється тільки за результатами випробувань, а прискорення досягається за рахунок часткового застосування жорсткого режиму навантаження.

3. У цьому випадку прогноз середнього експлуатаційного ресурсу заснований на використанні лінійної моделі накопичення (підсумовування) механічних пошкоджень, стосовно якої в статті запропоновані варіанти проведення випробувань і оцінки ресурсних показників за даними, отриманими при комбінованих режимах навантаження елементів вакуумної системи дойльного агрегату.

Список літератури

1. Гринченко А. С. Механическая надежность мобильных машин: Оценка, моделирование, контроль. Харків. Віровець А. П. «Апостроф». 2012. 259 с.
2. Rogovskii I. L. Probability of preventing loss of efficiency of agricultural machinery during exploitation. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 258. С. 399-407.
3. Бойко А. І., Новицький А. В., Мельник В. І., Ружило З. В., Карабиньох С. С. Аналіз системних методів розрахунку надійності машин та обладнання. Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. Харків. 2003. Вип. 15. С. 129-134.
4. Погорельий Л. В., Анилович В. Я. Испытания сельскохозяйственной техники: научно-методические основы и прогнозирования надежности сельскохозяйственных машин. Київ. Фенікс, 2004. 208 с.
5. Коллинз Дж. Повреждение материалов в конструкциях. Анализ, предсказание, предотвращение. Москва. Мир. 1984. 624 с.
6. Кобаев В. П., Дроздов Ю. Н. Прочность и износостойкость деталей машин. Москва. Высшая школа. 1991. 318 с.
7. Гринченко А. С. Методы проведения и анализ результатов ускоренных испытаний при комбинированных режимах нагружения. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2005. Вип. 41. С. 404-414.
8. Алферов А. И. Исследование процесса повреждаемости крыльчатки водокольцевого вакуумного насоса доильного агрегата. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2007. Вип. 51. С. 246-252.
9. Гринченко А. С., Савченко В. Б., Алферов А. И. Интервальное оценивание долговечности крыльчатки вакуумного насоса на основе ресурсных испытаний. Вісник Харківського національного технічного

університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2007. Вип. 62. С. 20-25.

10. Ревенко І. І., Брагінець М. В., Ребенко В. І. Машини та обладнання для тваринництва. Київ. Кондор. 2008. 730 с.

11. Ужик В. Ф., Прокофьев В. В., Назин А. А. Теоретические основы работы доильного аппарата с управляемым режимом доения. Научно-технические проблемы механизации и автоматизации животноводства. Подольск. 2003. Т. 12. Ч. 1. С. 218-223.

12. Hrynkiv A., Rogovskii I., Aulin V., Lysenko S., Titova L., Zagurskiy O., Kolosok I. Development of a system for determining the informativeness of the diagnosing parameters of the cylinder-piston group of the diesel engines in operation. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2020. Vol. 3(105). P. 19-29.

References

1. Grinchenko A. S. (2012). Mechanical reliability of mobile machines: Evaluation, modeling, control. Kharkiv. Virovets AP "Apostrophe". 259.
2. Rogovskii I. L. (2017). Probability of preventing loss of efficiency of agricultural machinery during exploitation. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 258. 399-407.
3. Boyko A. I., Novitsky A. V., Melnik V. I., Ruzhulo Z. V., Karabinyosh S. S. (2003). Analysis of system methods for calculating the reliability of machinery and equipment. Bulletin of Kharkiv State Technical University of Agriculture. Kharkiv. 15. 129-134.
4. Pogorely L. V., Anilovich V. Ya. (2004). Tests of agricultural machinery: scientific and methodological bases and forecasting the reliability of agricultural machinery. Kyiv. Phoenix. 208.
5. Collins J. (1984). Damage to materials in structures. Analysis, prediction, prevention. Moscow. Mir. 624.
6. Kogaev V. P., Drozdov Y. N. (1991). Durability and wear resistance of machine parts. Moscow. Higher school. 318.
7. Grinchenko A. S. (2005). Methods and analysis of the results of accelerated tests under combined loading modes. Bulletin of the Petro Vasylenko Kharkiv National Technical University of Agriculture. Kharkiv. 41. 404-414.
8. Alforyov A. I. (2007). Investigation of the process of damage to the impeller of the water ring vacuum pump of the milking unit. Bulletin of the Petro Vasylenko Kharkiv National Technical University of Agriculture. Kharkiv. 51. 246-252.
9. Grinchenko A. S., Savchenko V. B., Alforyov A. I. (2007). Interval evaluation of the durability of the impeller of a vacuum pump based on resource tests. Bulletin of the Petro Vasylenko Kharkiv National Technical University of Agriculture. Kharkiv. 62. 20-25.
10. Revenko I. I., Braginets M. V., Rebenko V. I. (2008). Machinery and equipment for animal husbandry. Kyiv. Kondor. 730.
11. Uzhik V. F., Prokofiev V. V., Nazin A. A. (2003). Theoretical bases of operation of the milking machine with

the controlled mode of milking. Scientific and technical problems of mechanization and automation of animal husbandry. Podolsk. 12(1). 218-223.

12. Hrynkiv A., Rogovskii I., Aulin V., Lysenko S., Titova L., Zagurskiy O., Kolosok I. (2020). Development of a system for determining the informativeness of the diagnosing parameters of the cylinder-piston group of the diesel engines in operation. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 3(105). 19-29.

Key words: reliability, accelerated testing, vacuum pump, milking machine, creep.

О. И. Алфёров ORCID 0000-0002-0357-3141.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ И ОЦЕНКА ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ МАШИН ПО РЕЗУЛЬТАТАМ МНОГОРЕЖИМНЫХ ИСПЫТАНИЙ

А. И. Алфёров

Аннотация. Обосновано использование комбинированных ресурсных испытаний при оценке показателей надежности элементов технических систем, обеспечивающих отсутствие искажения физической картины эксплуатационного отказа. Приведен пример определения среднего ресурса вакуумного насоса доильного агрегата с использованием линейной гипотезы суммирования механических повреждений. Приведены режимы комбинированного нагружения насоса.

Определены деформации лопасти при различных циклах нагрузки при накоплении повреждений ползучести полимерной крыльчатки насоса.

Полученная точечная оценка среднего эксплуатационного ресурса крыльчатки, которая составила $T_e = 109,11$ тыс. ч.

Доказано, что метод проведения ускоренных определяющих испытаний элементов машин на надежность в предельных комбинированных режимах имеет универсальный характер и является более эффективным в достоверности полученных результатов.

Ключевые слова: надежность, ускоренные испытания, вакуумный насос, доильная установка, ползучесть.

PREDICTION AND EVALUATION OF RELIABILITY INDICATORS OF MACHINE ELEMENTS BY RESULTS OF MULTI-MODE TESTS

O. I. Alfeyorov

Abstract. The use of combined life tests in assessing the reliability indicators of the elements of technical systems, ensuring the absence of distortion of the physical picture of an operational failure, is substantiated. An example of determining the average life of a vacuum pump of a milking unit using the linear hypothesis of summation of mechanical damage is given. The modes of combined pump loading are given.

Deformations of the blade are determined at different load cycles with the accumulation of creep damage to the polymer impeller of the pump.

The obtained point estimate of the average service life of the impeller, which was $T_e = 109.11$ thousand hours.

It is proved that the method of conducting accelerated defining tests of machine elements for reliability in extreme combined modes has a universal character and is more effective in the reliability of the results obtained.

УДК 631.363

ВИЗНАЧЕННЯ ТЕРМІНУ СЛУЖБИ ІНСТРУМЕНТУ ЗАЛЕЖНО ВІД ОСНОВНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ МАТЕРІАЛІВ І УМОВ ОБРОБКИ

С. В. Кюрчев, О. С. Колодій, В. О. Верхоланцева, Л. М. Кюрчева

Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного, Україна.

Стаття за спеціальністю: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: valentyna.verkholantseva@gmail.com.

Історія статті: отримано – листопад 2020, акцептовано – грудень 2020.

Бібл. 12, рис. 2, табл. 0.

Анотація. В результаті експериментальних даних, отриманих з попередніх статей, було встановлено, що для певного матеріалу різця існує співвідношення між строком служби інструменту і вимірної середовищем температурою ріжучої кромки, яке, може бути застосовано для більшості матеріалів. У даній статті дається метод визначення цього співвідношення при кількості експериментальних результатів відображають термін служби різця і при визначенні відповідної середньої температури різця не з допомогою вимірів, а за допомогою недавно розробленої методики розрахунку. Теорія розрахунку застосовується для визначення температури, використовуючи співвідношення термін служби температура, і для розрахунку терміну служби різця при набагато більшій різноманітності умов різання і порівнянні цих результатів з експериментальними даними. Основною перевагою методу в порівнянні зі звичайними емпіричними методами встановлення терміну служби інструменту, такими як метод, заснований на відомому рівнянні Тейлора, є те, що розрахунок може бути проведений з урахуванням зміни умов різання і властивостей матеріалу і, що визначення відповідно може проводитися за тими межами, при яких можливо впевнене передбачення терміну служби різця з експериментальних досліджень.

Ключові слова: різець, строк служби, механічна обробка.

Постановка проблеми

Важливість вибору оптимальних умов різання в металообробній промисловості, стає все більш очевидною. У промисловості умови різання повинні бути такими, щоб забезпечувати найбільш економічно вигідні строки служби інструменту до початку його руйнування, яке визначається як момент, при якому робота різця перестає відповідати вимогам обробки. Вибір цих умов різання, що забезпечують найбільш економічний необхідний термін служби різця може бути зроблений на основі, вартості, максимальної продуктивності або максимального доходу. Однак, в

кожному разі, необхідно знати вплив змінених умов різання на термін служби інструменту і, таким чином, економічність обраного методу обробки. Так як реальний термін служби інструменту обмежений величиною зносу, очевидно, що економічність обробки прямо залежить від зносу інструменту.

Аналіз останніх досліджень

При відсутності підходящої аналітичної теорії зв'язує знос різця і умови різання, було необхідно передбачати зміни терміну служби різців при зміні умов різання за допомогою емпіричних функцій отриманих з неодноразових експериментів. Найбільш відомо співвідношення Ф. В. Тейлора, яке пов'язує термін служби різця, зі швидкістю різання рівнянням [1, 2]:

$$VT^a = C_T \quad (1)$$

де V – швидкість різання в м/хв, T – термін служби різця в хв., a – показник ступеня, що визначає термін служби і C_T – постійно терміну служби Тейлора.

Рівняння (1) було отримано для розрахунку терміну служби різця при даних умовах і матеріалі, і допускає зміни тільки швидкості різання, причому в вузьких межах. Це обмеження очевидно з того, що єдиною змінною в рівнянні (1) є швидкість різання, проте відомо, що глибина різання, геометрія різця також впливають на термін служби інструменту. У спробах подолати ці недоліки вчені розробили розгорнуту форму рівняння (1) яка включає коефіцієнти швидкості подачі і глибини різання. Ця форма має вигляд:

$$VT^x S^y t^z = C \quad (2)$$

де S – подача мм/об; t – глибина різання, мм; C – постійна терміну служби різця; x, y, z – показники ступеня.

Тейлор також ввів координати враховують зміна геометрії різця. Щоб отримати інформацію необхідно визначити значення x, y, z і C з певним ступенем точності, що вимагає великої кількості дослідів, а вартість і час цих експериментів значно знижує їх цінність для застосування в промисловості. Таким

чином, одним з основних умов дослідження металорізальних процесів є можливість знайти співвідношення між строком служби різця і іншими змінними різання, які можна отримати без дорогих і тривалих експериментів.

Так як жодне із запропонованих рішень не задовольняє цим умовам, необхідно більш повно досліджувати параметром впливають на термін служби різця і пов'язаний з ним знос.

Мета досліджень

Метою роботи було: знайти за допомогою аналітичних досліджень співвідношення між строком служби різця і іншими змінними різання.

Результати досліджень

Дослідження зносу різця встановили існування декількох різних видів зносу. Знос можна класифікувати як механічний, дифузний, окислення, відколи і злами.

Відколи, злами і деформації залежать від фізичних властивостей матеріалу різця, таких як міцність на стиск при нагріванні, межа міцності на розрив і втомна міцність. Лоладзе довів важливість фізичних властивостей при виборі матеріалу різців, особливо, за умов високих навантажень. На рис. 1 показана звичайна форма, кривої знос-швидкість різання при обробці вуглецевих сталей по Лоладзе [2].

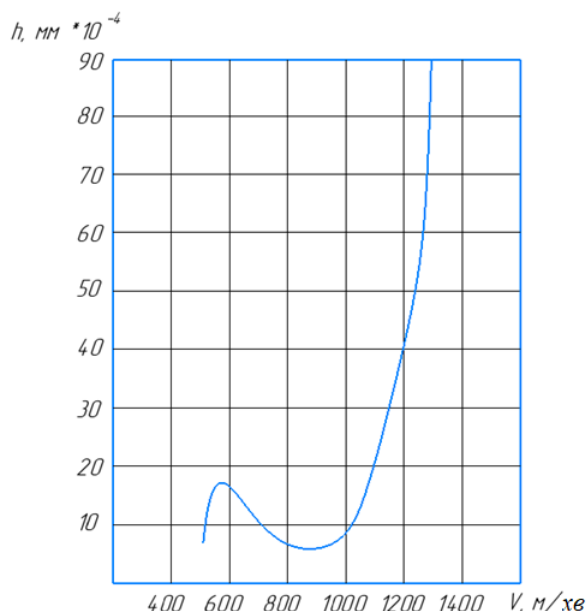


Рис. 1. Крива знос-швидкість різання для обробки вуглецевої сталі 40X, матеріал ріжучий КМ8.

Fig. 1. Curve wear-cutting speed for processing carbon steel 40X, cutting edge material VK8.

Загальний знос виникає на контактних поверхнях різця в будь-який час буде дорівнює сумі зносу цих поверхонь від окремо взятих чинників зазначених вище. Не всі процеси зносу зазначені вище виникнуть

одночасно, в деяких випадках вони не виявляться зовсім за час служби різця, особливо якщо термін служби інструменту закінчиться до його повного руйнування. Тип зносу приводить до руйнування різця, тобто або деформація, або дифузія, або стирання і т.д., однак пов'язаний з умовами різання або матеріалом різця.

Найбільш важливою формою зносу є утворення кратера і знос бічних драні як показано на рис. 2. Обидві форми зносу є в результаті процесів описаних [3, 4].

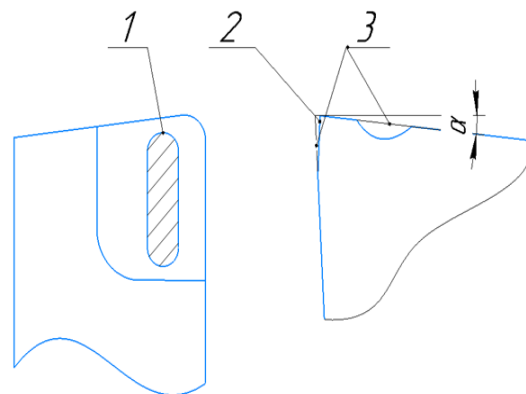


Рис. 2. Знос на передній і бічній поверхні різця: 1 – знос у вигляді виїмки; 2 – знос бічної грані; 3 – початковий профіль.

Fig. 2. Wear on the front and side surfaces of the cutter: 1 – wear in the form of a recess; 2 – lateral face wear; 3 – initial profile.

Знос передньої кромки різця характеризується утворенням западини, яка є причиною утворення відколу. Западина зазвичай зароджується як вузька канавка в кінці контактної зони різця-стружка; збільшуючись в глибину і рухаючись до ріжучої кромки при збільшенні часу різання. Цей вид зносу не виникає обов'язково, проте, рідше використовується як критерій руйнування різця, ніж знос бічної грані, який виникає в різних формах практично при будь-яких операціях.

При розгляді процесів зносу згаданих раніше в якості сприяють загальному зносу можна зробити наступні висновки. Відколи, руйнування і деформація зазвичай проявляються лише у випадках, коли або матеріал різця або умови різання обрані неправильно. Тому з метою уникнення можливих відколів, тріщин, деформацій або руйнування під час роботи різця рекомендується робити правильний вибір матеріалу різців та умови обробки.

Розглядаючи інші механізми зносу, такі як: окислення, механічний знос, прилипання і дифузію, можна помітити, що окислення впливає на знос при різанні вуглецевих сталей, особливо, на зовнішніх крайках контактних зон, де температура висока і є контакт з атмосферним киснем [5-7]. Глибокі канавки спостерігаються на кожній стороні стружки залишають слід на передній кромці різця, особливо при наявності з'єднання карбід вольфраму-кобальту, яке впливає на окислення. Подібні канавки на бічній стороні в кінці області зносу віддаленої від кінця

різця, зазвичай вважаються наслідком окислення. Такі канавки також з'являються коли заготовку обробляють абразивом або гартували. Окислення впливає на ослаблення структури матеріалу різця, таким чином сприяючи його руйнування. З інших трьох видів зносу, таких як механічний знос, прилипання і дифузія, тільки два останніх зазвичай вважаються причиною зносу. Механічний знос це процес мікрорізання, який виробляє стружка і залишає мікроканавки. Вчені при вивченні шорсткості запропонували, що ступінь механічного зносу вище ніж знос від прилипання при однакових умовах, це судження може бути застосовано тільки до більш м'якого матеріалу з працюючої пари. Для більш твердого матеріалу, тобто різця, це припущення справедливе і таким чином механічний знос матиме невелику величину. Для того щоб, один матеріал зношувався необхідно, щоб він був хоча-б на 20% твердіше.

Лоладзе виявив наявність механічного зносу при обробці середньо-вуглецевих сталей (близько 0,4% C) різцями з матеріалу ВК6 при використанні хімічно активної мастильно-охолоджуючої рідини описує це як хіміко-абразивний процес. Використання хімічно активної мастильно-охолоджуючої рідини для різання, може знизити міцність поверхні матеріалу різця і привести до його зносу за рахунок стирання, однак, зазвичай стирання є проблемою тільки при недостатній твердості різця [2, 8].

Прилипання і дифузія показують високу чутливість до температури різання і зручні, для опису характерної форми зносу (рис. 1). Різні експерименти показали, що температура різця пов'язана зі швидкістю різання і подачею рівнянням:

$$T = VS^x \quad (3)$$

де T – температура різця, V – швидкість різання, S – подача, x – постійна для даного матеріалу деталі.

З рівняння (3) видно, що значення на рис. 1 також є співвідношення знос-температура, якщо змінюється тільки швидкість різання або подача.

При високій температурі, налипання це фактор контролюючий знос різця має основний вплив на знос при температурі 600 °C і швидко падаючий при подальшому підвищенні температури, так як прилипання має тенденцію ставати незначним для зносу з ростом температури, знос за рахунок дифузії стає значним і зростає, з ростом температури по експонентному закону між коефіцієнтом дифузії і її температурою. Таким чином при температурі 800 °C дифузія стає домінуючим чинником впливає на термін служби різця.

Знаючи домінуючу роль дифузії у визначенні ступеня зносу різців при високих температурах і експонентну залежність між ступенем дифузії і температурою, не дивні результати експериментів, що показують, що термін служби різця залежить від температури різання [9-11].

$$L = AT^{-B} \quad (4)$$

де L – термін служби різця в хв., T – температура, а A і B – постійні для даного матеріалу різця.

Температура отримана при обробці теплостійкою, нержавіючої сталі різцями з вуглецевої

сталі різцями з сталі P18 приблизно дорівнює двадцяти.

При розрахунку терміну служби різців, при обробці сталі 45Г різцями P18 при використанні рівняння (4), значення A і B отримані були використані без припущень пов'язаних зі зміною оброблюваного матеріалу. Є припущення, що ступінь зносу і, таким чином, термін служби різця єдино залежить від температури і матеріалу інструменту і менше залежить від оброблюваного матеріалу, крім впливу яке мають фізичні і механічні властивості на температуру різання. Це припущення передбачає, що для даного матеріалу різця, рівняння (4) може бути використано для визначення зносу як функції температури різання і це співвідношення буде справедливо для різних оброблюваних матеріалів того ж типу, тобто сталей. Можливо, що значення A і B будуть змінюватися для різного класу оброблюваних матеріалів, тобто низьковуглецевих сталей, легированих сталей, проте, в основному результат залежить від матеріалу різця [12].

Якщо використати допущення вище та метод розрахунку температурного режиму в залежності від властивостей матеріалу та встановлених умовних змін різання (подача, швидкості та ін.), тоді, можливо, буде розписано термін служби, що є більш точним, чим раніше застосовується емпіричний метод з рівняння (1) та (2).

Висновки

1. Методи розрахунку терміну служби різця представлені в статті допомагають визначити термін служби різця враховуючи зміни властивостей матеріалу ріжучої кромки і умови різання.

Список літератури

1. *Sushko O., Kiurchev S.* Grains dynamic strength determination and the optimal combination of components of a diamondiferous layer of grinding wheels. Modern Development Paths of Agricultural Production. Trend and Innovations. Tavria State Agrotechnological University. Melitopol. 2019. P. 259-266.
2. *Loladze T. N., Bokuchava G. V.* Wear of diamonds and diamond wheels. Moscow: Metallurgiya. 1972. 250 p.
3. *Колодий О. С., Сушко О. В.* Аналіз плоского пластичного плину матеріалу при оцінюванні оброблюваності на металорізальних верстатах Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. Мелітополь. 2020. Вип. 10. Т. 1. С. 102-107.
4. *Колодий А. С., Парахин А. А.* Аналіз процесса стружкообразования. Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. Мелітополь. 2019. Вип. 19. Т. 4. С. 253-259.
5. *Sushko O. V., Kolodii O. S., Penyov O. V.* Individual forecasting of technical condition of machines and development of method for determining the conditional function of distributing their residual

resource. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. 2019. Vol. 10. № 4. P. 63-69.

6. Силин С. С. Метод подобия при резании материалов. Москва. Машиностроение. 1979. 152 с.

7. Yamada Tamura. Seimitsu Kikai. 1995. Vol. 31. Issue 3. 240 p.

8. Колодй О. С., Кюрчев С. В., Сушко О. В. Автоматичне управління процесами обробки металів різанням: методичний посібник з виконання лабораторних робіт. Мелітополь: ТОВ «Forward press». 2020. 136 с.

9. Хазов Б. Ф., Дидусев Б. А. Справочник по расчету надежности машин на стадии проектирования. Москва. Машиностроение. 1986. 250 с.

10. Ковалев А. П. Физический износ оборудования: оценка на основе экспертизы технического состояния и срока службы. Оценочная деятельность. 2014. № 1 (03). С. 14-22.

11. Решетов Д. Н., Иванов А. С., Фадеев В. З. Надежность машин: учебное пособие. Москва. Высшая школа. 1988. 186 с.

12. Справочник оценщика машин и оборудования. Корректирующие коэффициенты и характеристики рынка машин и оборудования. Нижний Новгород. Наука. 2015. 302 с.

References

1. Sushko O., Kiurchev S. (2019). Grains dynamic strength determination and the optimal combination of components of a diamondiferous layer of grinding wheels. Modern Development Paths of Agricultural Production. Trend and Innovations. Tavria State Agrotechnological University. Melitopol. 259-266.

2. Loladze T. N., Bokuchava G. V. (1972). Wear of diamonds and diamond wheels. Moscow: Metallurgiya. 250.

3. Kolodii O. S., Sushko O. V. (2020). Analysis of flat plastic flow of material in the assessment of machinability on metal-cutting machines Scientific Bulletin of the Tavriya State Agrotechnological University. Melitopol. 10(1). 102-107.

4. Kolodii O. S., Parahin A. A. (2019). Analysis of the chip formation process. Pratsi Taurian State Agricultural Technological University. Melitopol. 19(4). 253-259.

5. Sushko O. V., Kolodii O. S., Penyov O. V. (2019). Individual forecasting of technical condition of machines and development of method for determining the conditional function of distributing their residual resource. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. 10(4). 63-69.

6. Sisin S. S. (1979). Similarity method for cutting materials. Moscow. Mechanical engineering. 152.

7. Yamada Tamura. (1995). Seimitsu Kikai. 31(3). 240.

8. Kolodii O. S., Kiurchev S. V., Sushko O. V. (2020). Automatic control of metal cutting processes: a guide to laboratory work. Melitopol. Forward press. 136.

9. Hazov B. F., Dydusev B. A. (1986). Handbook for calculating the reliability of machines at the design stage. Moscow. Mechanical engineering. 250.

10. Kovalev A. P. (2014). Physical wear of equipment: assessment based on examination of technical condition and service life. Evaluation activities. 1(03). 14-22.

11. Reshetov D. N., Ivanov A. S., Fadeev V. Z. (1988). Reliability of machines: a textbook. Moscow. High school. 186.

12. Handbook of appraiser of machines and equipment. (2015). Corrective factors and characteristics of the market of machines and equipment. Nizhnyi Novgorod. Science. 302.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СРОКА СЛУЖБЫ ИНСТРУМЕНТА В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ОСНОВНЫХ СВОЙСТВ МАТЕРИАЛА И УСЛОВИЙ ОБРАБОТКИ

С. В. Кюрчев, А. С. Колодй, В. А. Верхоланцева, Л. М. Кюрчева

Аннотация. В результате экспериментальных данных, полученных из предыдущих статей, было установлено, что для определенного материала реза существует соотношение между сроком службы инструмента и измеренной средой температурой режущей кромки, которое может быть применено для большинства материалов. В данной статье дается метод определения этого соотношения при количестве экспериментальных результатов отражают срок службы реза и при определении соответствующей средней температуры реза не при помощи измерений, а с помощью недавно разработанной методики расчета. Теория расчета применяется для определения температуры, используя соотношение срок службы температура, и для расчета срока службы реза при гораздо большем разнообразии условий резания и сравнении этих результатов с экспериментальными данными. Основным преимуществом метода по сравнению с обычными эмпирическими методами установления срока службы инструмента, такими как метод, основанный на известном уравнении Тейлора, является то, что расчет может быть проведен с учетом изменения условий резания и свойств материала и, что определение соответственно может проводиться по тем пределами, при которых возможно уверенное предсказание срока службы реза экспериментальных исследований.

Ключевые слова: реза, срок службы, механическая обработка.

DETERMINATION OF TOOL LIFE DEPENDING ON BASIC PROPERTIES OF MATERIAL AND PROCESSING CONDITIONS

S. V. Kiurchev, O. S. Kolodii, V. O. Verkholtantseva, L. M. Kiurcheva

Abstract. As a result of experimental data obtained from previous articles, it was found that for a certain material of the cutter there is a relationship between the tool life and the measured medium temperature of the cutting edge, which can be applied to most materials. This

article provides a method for determining this ratio when the number of experimental results reflect the service life of the cutter and when determining the corresponding average temperature of the cutter, not using measurements, but using a recently developed calculation method. Calculation theory is applied to determine temperature using life-to-temperature relationship and to calculate tool life under a much wider variety of cutting conditions and compare these results with experimental data. The main advantage of the method over conventional empirical methods for establishing tool life, such as the method based on the well-known Taylor equation, is that the calculation can be carried out taking into account changes in cutting conditions and material properties and that the determination can accordingly be carried out according to those limits at which it is possible to confidently predict the service life of the cutter of experimental studies.

Key words: cutter, service life, mechanical processing.

С. В. Кюрчев ORCID 0000-0001-6512-8118.

О. С. Колодій ORCID 0000-0003-2237-6730.

В. О. Верхоланцева ORCID 0000-0003-1961-2149.

Л. М. Кюрчева ORCID 0000-0002-8225-3399.

УДК 665.1–665.3

ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗЕЄРНОЇ КАМЕРИ ШНЕКОВОГО ПРЕСУ

В. В. Дідур, Т. О. Кутковецька

Уманський національний університет садівництва, Україна.

Стаття зі спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: didur.vv@gmail.com.

Історія статті: отримано – листопад 2020, акцептовано – грудень 2020.

Бібл. 9, рис. 7, табл. 2.

Анотація. В статті розглядаються питання щодо підвищення надійності та довговічності зеєрної камери шнекового пресу для переробки насіння олійних культур шляхом створення методики розрахунку на міцність зеєрної камери, як оболонки з кільцевими і поздовжніми підкріпленнями.

В результаті дослідження отриманні значення тиску в зеєрній камері при форпресовому та експелерному віджимі. При форпресовому віджимі тиск в зеєрній камері досягає 100 – 200 кг/см², а при експелерному пресуванні 200 – 300 кг/см².

Розроблена методика розрахунку стійкості підкріплених оболонок спільно з теоретичним розрахунком ефективного, фактичного ступеня стиснення на витках преса в залежності від культури насіння, що переробляється, місця пресу ширини в технологічній схемі переробки й величини вихідної щільності регульовального пристрою.

Ключові слова: шнековий прес, зеєрна камера, оболонка, переробка насіння, підвищення надійності, розрахунок на міцність, кільцеві й поздовжні підкріплення.

Постановка проблеми

При розрахунках на міцність обладнання для переробки насіння олійних культур одним із відповідальних і складних розрахунків є зеєрна камера шнекового пресу. За даними І.П. Колпакова [1] питомий тиск всередині зеєрного циліндра становить від 25 МПа в пресах першого віджиму – форпрес і до 40 МПа – в пресах другого віджиму. В.А. Масліков після аналізу експериментальних і розрахункових даних приходить до висновку, що в форпрес масло віджимается при тиску, що не перевищує 5,0 МПа [2]. Зеєрну камеру можна приблизно уявити як оболонку з кільцевими (шпангоутами) і поздовжніми (стрінгерами) підкріпленнями. Тоді оболонка буде представлена у вигляді пакету зеєрних планок, затиснутих фланцями. До такої конструкції можна застосувати методику розрахунку стійкості підкріплених оболонок [3].

Аналіз останніх досліджень

При дослідженні процесів пресування мезги в шнекових пресах більша увага приділяється ступеню стиснення мезги, визначенню створюваного питомого тиску та законам стиснення мезги [1, 2, 4, 6]. Оpubлікованих робіт по методиці розрахунку на міцність зеєрної камери нами не знайдено.

Мета досліджень

Метою даного дослідження є підвищення надійності та довговічності зеєрної камери шнекового преса, що працює під більшим тиском і при підвищеній температурі.

Результати досліджень

Втрата несучої здатності тонкостінних конструкцій може відбуватися в результаті раптового зростання прогинів і деформацій, коли зовнішні навантаження досягають критичного значення. Таке явище називають втратою стійкості, воно пов'язане зазвичай з виникненням нових форм рівноваги конструкції при значних відхиленнях від початкового положення.

Звичайний розрахунок полягає у визначенні запасу стійкості:

$$n_y = \frac{P_{кр}}{P_{max}}, \quad (1)$$

де $P_{кр}$ – значення силового фактору (зусилля, тиску, моменту), при якому виникає втрата стійкості конструкції; P_{max} – максимальне розрахункове значення силового фактору в робочих умовах.

Залежно від призначення конструкції, її відповідальності, наслідків втрати стійкості та інших чинників приймають

$$n_y = 1,5 \div 5,$$

при чому більше значення використовують при наявності первинних відхилень від правильної геометричної форми і т.п.

При форпресовому віджимі тиск в зерній камері досягає 100 – 200 кг/см², а при експелерному пресуванні 200 – 300 кг/см². Для підвищення стійкості оболонки доцільно не збільшувати товщину оболонки, а застосувати кільцеві і поздовжні підкріплення (рис. 1, рис. 2)

Критичний тиск для оболонки середньої довжини $\left(\frac{l}{r} < 3\sqrt{\frac{r}{h}}\right)$, де l, r, h – довжина, радіус і товщина оболонки.

$$q_{\text{ед}} = \frac{4\pi}{4\sqrt{27}} (1-\nu^2)^{1/4} \frac{A_x^{1/4} D_\theta^{3/4}}{lr\sqrt{r}} = 5.38 \frac{A_x^{1/4} D_\theta^{3/4}}{lr\sqrt{r}},$$

де A_x – жорсткість на розтягування в поздовжньому напрямку; D_θ – жорсткість на вигин в окружному напрямку,

$$A_x = \frac{Eh}{1-\nu^2} + \frac{E_c F_c}{l_c}; \quad (3)$$

$$D_\theta = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} + \frac{E_u J_u}{l_u}, \quad (4)$$

де E, h, ν – модуль пружності, товщина обшивки, коефіцієнт Пуансона; E_c, F_c, l_c – модуль пружності, площа поперечного перерізу, крок по колу поздовжніх ребер (стрингерів),

$$l_c = \frac{2\pi r}{N_c}, \quad (5)$$

де N_c – загальне число поздовжніх ребер; E_u, J_u, l_u – модуль пружності, момент інерції, крок за довжиною кільцевого підкріплення (шпангоута); $l_u = l/(N_u + 1)$, N_u – число шпангоутів.

Моменти інерції перетинів шпангоутів обчислюються (в запас стійкості) щодо осей, що проходять через їх центри тяжіння.

З рівняння (2) випливає, що при дії зовнішнього тиску доцільно застосувати кільцеві підкріплення (шпангоути), поздовжні ребра не ефективні.

Якщо оболонка підкріплена тільки кільцями (шпангоутами), то

$$q_{\text{кр}} = 0.92 \frac{Eh^2}{lr} \sqrt{\frac{h}{r}} \left[1 + \frac{J_u}{J_{\text{об}}} (N_u + 1) \right]^{3/4}, \quad (6)$$

де

$$J_{\text{об}} = \frac{lh^3}{12(1-\nu^2)} \quad (7)$$

момент інерції поздовжнього перерізу оболонки; ν – коефіцієнт Пуансона ($\nu \approx 0.3$).

Слід перевірити стійкість прольоту оболонки між двома шпангоутами за формулою:

$$q_{\text{кр.пр}} = 0.92(N_u + 1) \frac{Eh^2}{lr} \sqrt{\frac{h}{r}}. \quad (8)$$

Найменша вага оболонки при наступному значенні моменту інерції шпангоута:

$$J_u = J_{\text{об}} \left[(N_u + 1)^{1/3} - \frac{1}{N_u + 1} \right]. \quad (9)$$

При $N_u = 5$ відповідно до рівняння (9) $J_u / J_{\text{об}} = 1.65$.

Умовно можна вважати, що мезга в циліндрі преса розташовується у вигляді порожнього циліндра, підставами якого служать передня поверхня витка шнека і робоча поверхня регулятора тиску і товщини макухи. Створеними поверхнями є внутрішня поверхня зерного циліндра і вал шнеку. Так, як шнековий вал обертається, то кожний перетин цього циліндра, перпендикулярний до осі, буде намагатися брати участь в двох рухах: поступальному – уздовж осі преса, від витка до діафрагми, і обертальному – навколо осі.

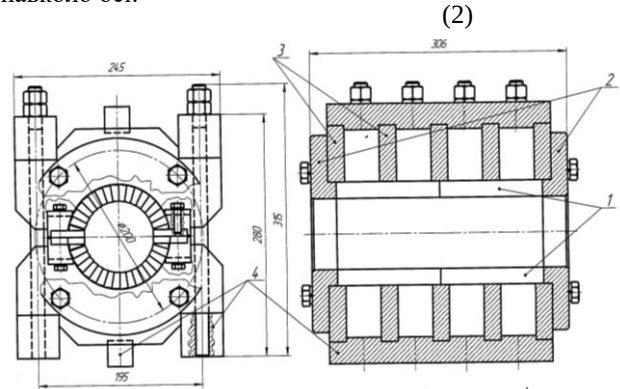


Рис. 1. Зер в збірці: 1 – зерна планка, 2 – фланец, 3 – шпангоут, 4 – стрингер.

Fig. 1. Pressing cage assembly: 1 – pressing plate, 2 – flange, 3 – frame, 4 – stringer..



Рис. 2. Зер лабораторного пресу.

Fig. 2. Pressing cage of laboratory extruder.

Тиск p , який виникає на окремому витку при стисненні мезги до певного обсягу, представляється вектором, нормально спрямованим до поверхні передньої грані нитки.

В існуючих конструкціях витків нитка нахилена під деяким кутом α до торця витка; в поперечному перерізі нитка являє собою трапецію з кутом нахилу передньої грані нитки β (рис. 3).

Нормально спрямований виток може бути розкладений по трьох координатних осях. В

результаті розкладання цього вектора одержуємо три складових тиску: p_2, p_3, p_4 .

$$p_2 = p \cos \alpha \cos \beta. \quad (10)$$

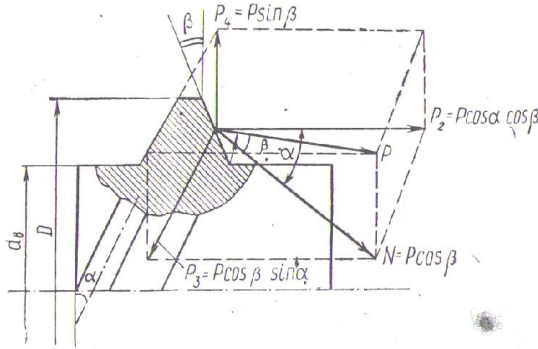


Рис. 3. Сили, що діють на витку шнека.

Fig. 3. Powers acting at the flight screw.

$$p_3 = p \cos \beta \sin \alpha. \quad (11)$$

$$p_4 = p \sin \beta. \quad (12)$$

p_2 – це тиск витка на мезгу, спрямований вздовж осі шнекового валу. Тому сила, що протидіє цьому натисканню, тобто сила пружних деформацій мезги, буде спрямована у зворотний бік. Вона є осовим зусиллям, яке приймає упорний підшипник шнекового валу.

Тиск p_3 спрямований проти обертання шнекового валу і таким чином, перешкоджає його обертанню. Він створює той крутний момент, який долає шнековий вал.

p_4 – радіальний тиск, спрямований від валу до внутрішньої поверхні зерного барабану; він притискає мезгу до цієї поверхні. Крім того, під дією тиску p_4 відбувається видавлювання масла крізь шар пресованої мезги до щілин зерного барабану, через які воно і відділяється. Однак потрібно мати на увазі, що тиск p_4 є лише одним зі складових повного радіального тиску.

При стисненні тіла в замкнутому просторі силою, нормальною спрямованою до поверхні тіла, що стискається, буде створюватися також радіальний тиск:

$$P = \xi P_n, \quad (13)$$

де P_n – нормальний тиск, МПа;

ξ – коефіцієнт бокового тиску:

$$\xi = \frac{\mu}{1 - \mu}, \quad (14)$$

де: μ – коефіцієнт Пуассона; для порошкоподібних матеріалів $\mu = 0,28 \div 0,32$.

Для мезги прийемо середнє значення коефіцієнта Пуассона, що дорівнює 0,3; тоді коефіцієнт бокового тиску:

$$\xi = \frac{0,3}{1 - 0,3} = 0,428.$$

Таким чином, створюється радіальний тиск

$$p' = 0,428 P \cos \beta \cos \alpha. \quad (15)$$

Повний питомий радіальний тиск, МПа

$$p_p = p_4 + p' = p(0,428 \cos \beta \cos \alpha + \sin \beta).$$

У тих напрямках, де є переміщення, виникають сили тертя, спрямовані в бік, зворотному руху. В даному випадку мезга переміщається уздовж лінії дії тиску p_3 ; тому сила тертя, що розвивається дорівнює:

$$T = fN = fp \cos \beta, \quad (17)$$

де f – коефіцієнт тертя мезги об поверхню витка.

Відповідно, сумарний питомий тиск в напрямку p_3 , МПа.

$$p_T = p \cos \beta \sin \alpha + T = p(\cos \beta \sin \alpha + f \cos \beta).$$

Сила, що тисне на нитку витка, Н

$$S = F_b p_T = [F_b p(\cos \beta \sin \alpha + f \cos \beta)] \cdot 10^6 \quad (19)$$

де F_b – бічна проекція площі нитки витка, м².

Бічна проекція площі нитки витка не представляє собою кільце, так як крок нитки більший довжини витка, тому, на бічній проекції буде деякий розрив, який дорівнює куту θ . Тому бічна проекція площі нитки витка має вигляд:

$$F_b = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \frac{360 - \theta}{360}, \quad (20)$$

де D і d – зовнішні діаметри нитки і маточини витка, м.

Сила S прикладена на деякій відстані від осі шнекового валу, ця відстань дорівнює середньому радіусу витка:

$$r_{cp} = \frac{D + d}{4}.$$

В. А. Масліков наводить дані, що закон стиснення мезги в шнековому валу форпрес ФП можна описати ступеневою функцією виду [2].

$$\varepsilon_{ш.в.} = \frac{V_1}{V_n} = n^{1,145}. \quad (21)$$

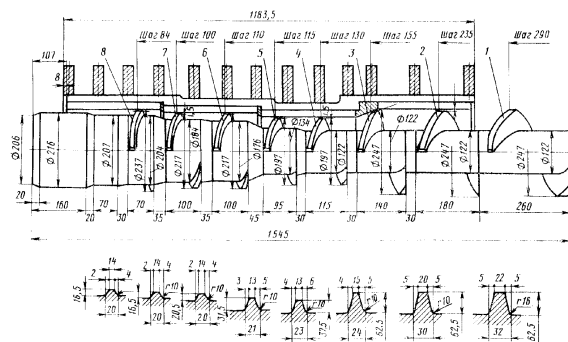


Рис. 4. Шнековий вал форпреса ФП: 1 – приймальний виток; 2 – 8 – пресуючі витки.

Fig. 4. Screw turning part of the pre-press FP: 1 – receiving flight screw; 2 – 8 – pressing flight screws.

Отриманий ступінь стиснення на шнековому валу (табл. 1), дозволив перевірити ступінь точності пропонованої функції. На рис. 5 представлені залежності стиснення мезги в пресі ФП, отримані трьома шляхами: 1 – на основі геометричних параметрів витків валу преса, 2 – за формулою (21),

3 – на підставі проведеної нами статистичної обробки геометричних параметрів. Для подальших досліджень використовували ступінь стиснення в витках преса, отримані на основі фактичних параметрів форпреса. Так, за розрахунками ступінь стиснення мезги на шнековому валу склала 10,80.

При роботі всередині зєєра виникають п'ять потоків: вимушений потік (прямий потік), протитечія, циркуляційний потік і два потоки витоків один в зазорі між вершиною нитки і внутрішньою поверхнею зєєра, другий в куті розриву нитки витка [1, 7]. Гідродинаміка всіх п'яти потоків, особливо потоків витоків, впливає на ступінь стиснення мезги в робочій порожнині витків. Для проведення чисельних досліджень отриманих рівнянь гідродинаміки необхідно експериментально визначити реологічні константи індексу течії й індексу її олійності та щільності мезги різних насінин при зміні режимів волого теплової підготовки. Однак витки легко визначаються експериментально-розрахунковим шляхом через коефіцієнти повернення [2, 8, 9].

Теоретичну ступінь стиснення мезги в пресі $\varepsilon_{\text{пр}}^{\text{т}}$ можна представити, як ступінь стиснення мезги, що створюється шнековим валом $\varepsilon_{\text{ш.в.}}$, помножену на деякий коефіцієнт, величина якого залежить від ширини вихідної щілини преса:

$$\varepsilon_{\text{пр}}^{\text{т}} = k \varepsilon_{\text{ш.в.}}, \quad (22)$$

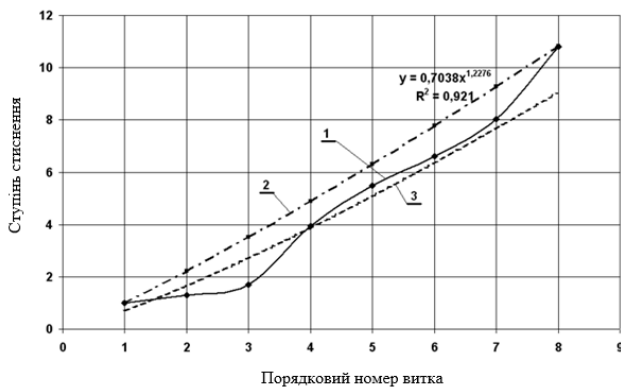


Рис. 5. Залежність ступеня стиснення мезги в шнековому валу форпреса: 1 – отримана на основі геометричних параметрів витків вала; 2 – отримана на підставі залежності (22); 3 – лінія тренда кривої 1.

Fig. 5. Dependence of the degree of pulp compression in the screw turning part of the press FP: 1 – obtained on the basis of the geometric parameters of the turns; 2 – obtained on the basis of dependence (22); 3 – trend line of curve 1.

Математична обробка експериментальних даних залежності ступеня стиснення мезги шнекового вала від ширини вихідної щілини регульовального пристрою, отриманих на пресі ФП дозволила знайти наступну емпіричну залежність коефіцієнта k :

$$\varepsilon_{\text{пр}}^{\text{т}} = \frac{10,2 \varepsilon_{\text{ш.в.}}}{\delta^{0,85}}, \quad (23)$$

де δ – ширина вихідної щілини (в мм), при якій працює прес.

Фактичний ступінь стиснення мезги в пресі ФП отриманий у вигляді наступного рівняння [2]:

$$\varepsilon_{\text{пр}}^{\text{ф}} = 0,97 \left[\varepsilon_{\text{пр}}^{\text{т}} - (21,8 - 1,16\delta) \right]. \quad (24)$$

Фактичний ступінь стиснення на витку пресування шнека

$$\varepsilon_{\text{в}}^{\text{ф}} = 1 + \frac{\varepsilon_{\text{в}}^{\text{т}} - 1}{v}, \quad (25)$$

де $\varepsilon_{\text{в}}^{\text{ф}}$; $\varepsilon_{\text{в}}^{\text{т}}$ – фактичний і теоретичний ступені стиснення мезги на витку;

v – відношення теоретичного до практичного ступеня стиснення мезги на конусі преса при робочій ширині вихідної щілини:

$$v = \frac{\varepsilon_{\text{пр}}^{\text{т}} - 1}{\varepsilon_{\text{пр}}^{\text{ф}} - 1}, \quad (26)$$

Визначаємо теоретичний $\varepsilon_{\text{пр}}^{\text{т}}$ і фактичний ступінь стиснення преса $\varepsilon_{\text{пр}}^{\text{ф}}$ з урахуванням проти потоків за розробленою методикою.

Таблиця 1. Розрахунок параметрів стиснення форпреса.

Table 1. Calculation of FP press compression parameters.

δ	k	$\varepsilon_{\text{пр}}^{\text{т}}$	$\varepsilon_{\text{пр}}^{\text{ф}}$	v
6	2,224189	24,03592	8,9200424	2,908560186
7	1,951043	21,08414	7,1820158	3,248801143
8	1,741701	18,82187	6,1128139	3,485726324
9	1,575774	17,02876	5,4986972	3,562978188
10	1,440788	15,57002	5,2089194	3,461700882
11	1,328668	14,35838	5,1588286	3,212053509
12	1,233946	13,33476	5,2911172	2,874486859

Результати розрахунків теоретичного і фактичного ступенів стиснення мезги в пресі представлені в табл. 1. Де δ – ширина вихідної щілини (в мм) при якій працює прес; k – деякий коефіцієнт, величина якого залежить від ширини вихідної щілини преса; v – відношення теоретичного до практичного ступеня стиснення мезги на конусі преса при робочій ширині вихідної щілини.

Результати розрахунку фактичного ступеня стиснення на витках форпреса в залежності від ширини вихідної щілини преса представлені в табл. 2. Де $\varepsilon_{\text{ш.в.}}$ – ступінь стиснення мезги, що створена шнековим валом.

Розрахунки показали, що ступінь стиснення в витках шнекового вала форпреса по вільному обсягу витків змінюється від 1 до 10,8 (табл. 2). Фактична ступінь стиснення мезги на витках при ширині вихідної щілини 6 мм змінюється від 1,42 до 8,9 (табл. 2); при ширині щілини 8 мм від 1,21 до 6,11, а при щілині 12 мм від 1 до 5,29. За основу подальших розрахунків прийнята ширина вихідної щілини 8 мм, тобто при ступені стиснення мезги не вище 6,11.

Таблиця 2. Результати розрахунку фактичного ступеня стиснення мезги на витках форпреса.

Table 2. Results of calculation of the actual degree of pulp compression on the turns of FP press.

№ пресу чого вит ка	Дов жина шнеко вого валу	$\varepsilon_{\text{ш.в.}}$	δ – ширина вихідної щілини, мм							
			6	7	8	9	10	11	12	
			Фактичний ступінь стиснення на пресуючому витку шнека							
1	210	1	1,42	1,29	1,21	1,16	1,12	1,10	1,08	
2	350	1,2927	1,64	1,47	1,36	1,29	1,25	1,22	1,20	
3	495	1,6904	1,94	1,71	1,56	1,47	1,41	1,38	1,37	
4	590	3,9471	3,67	3,06	2,68	2,46	2,35	2,32	2,34	
5	735	5,4862	4,85	3,99	3,45	3,14	2,99	2,95	3,00	
6	870	6,6111	5,71	4,66	4,02	3,64	3,46	3,42	3,49	
7	975	8,0225	6,79	5,51	4,72	4,27	4,05	4,01	4,09	
8	1075	10,8066	8,92	7,18	6,11	5,50	5,21	5,16	5,29	

На рис. 6 представлені отримані розрахунковим шляхом залежності ступеня стиснення мезги на витках шнекового преса при різній ширині вихідної щілини преса.

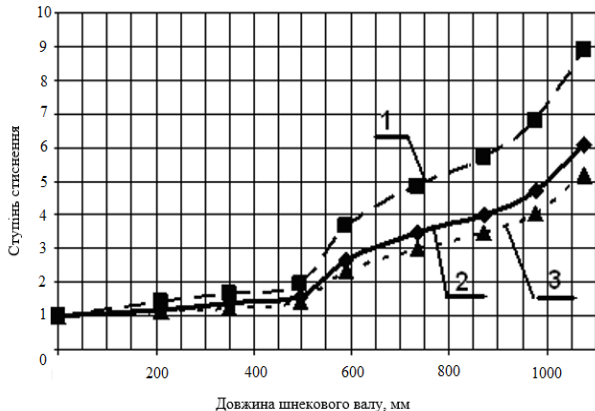


Рис. 6. Ступінь стиснення мезги на витках шнекового преса при різній ширині вихідної щілини.

Fig. 6. The degree of pulp compression on the turns of the screw press at different widths of the output slit.

В. А. Масліков [4] вивчив криві пресування соняшникової мезги (рис. 7) в залежності від вологості, температури смаження і пресування та ступеня стиснення й отримав наступне узагальнене рівняння, що зв'язує ці змінні:

$$p = \frac{25,2a\varepsilon^{5,5}}{e^{0,022W}}, \quad (27)$$

де p – питомий тиск, кг/см²; ε – ступінь стиснення мезги; W – вологість пресованої мезги (%) при постійній температурі; a – коефіцієнт, що залежить від вологості мезги і температури її смаження і

пресування. Так при $t = 90^\circ\text{C}$ і $W = 4\%$ $a = 0,00090$ [4, табл. 3].

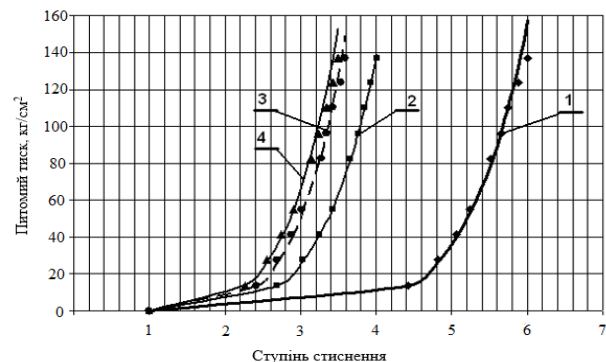


Рис. 7. Залежність зміни питомого тиску від ступеня стиснення в діапазоні ступеня стиснення від 1 до 6 при температурі смаження і пресування мезги 900°C : 1 – вологості 6,55%, 2 – вологості 1,8%, 3 – вологості 0,945%, 4 – вологості 0,22%.

Fig. 7. Dependence of change of specific pressure on degree of compression in the range of compression degree from 1 to 6 at temperature of frying and pressing of pulp 900°C : 1 – humidity 6,55%, 2 – humidity 1,8%, 3 – humidity 0,945%, 4 – humidity 0,22%.

Висновки

На підставі проведеного дослідження шнекового преса при переробці насіння олійних культур можна зробити наступні висновки:

1. При форпресовому віджимі тиск в зерній камері досягає $100\text{--}200\text{ кг/см}^2$, а при експелерному пресуванні $200\text{--}300\text{ кг/см}^2$. Для підвищення надійності преса необхідна відпрацьована методика розрахунку на міцність зерної камери.

2. Конструкція зерної камери при розрахунку на міцність дозволяє використовувати методику розрахунку стійкості підкріплених оболонок спільно з теоретичним розрахунком ефективного, фактичного ступеня стиснення на витках преса в залежності від культури насіння, що переробляється, місця пресу ширини в технологічній схемі переробки й величини вихідної щілини регульовального пристрою.

Список літератури

- Биргер И. А., Шорр Б. Ф. Иосилевич Г. Б. Расчёт на прочность деталей машин: справочник. Москва. Машиностроение. 1979. С. 494-516.
- Дидур В. А., Ткаченко В. А., Ткаченко А. В., Дидур В. В. Влияние противотоков на режим работы шнекового преса. Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. Мелітополь. 2011. Вип. 11. Т. 4. С. 20-34.
- Колтаков И. П. Руководство по эксплуатации шнековых прессов ФП и ЕП при переработке подсолнечных семян. Москва. Пищепромиздат. 1951. 128 с.

4. Масликов В. А. Технологическое оборудование производства растительных масел. Москва. Пищевая промышленность. 1974. 440 с.

5. Масликов В. А. Упругие свойства мезги и работа, затрачиваемая на её сжатие. Известие вузов. Пищевая промышленность. 1962. №2. С. 128-133.

6. Анферов С. Д., Скульский О. И. Моделирование фильтрации жидкости через пластически деформируемую пористую среду в процессе экструзионного отжима. Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Механика. 2014. № 2. С. 29-47.

7. Василенко В. Н., Копылов М. В., Драган И. В., Фролова Л. Н. Математическая модель движения сырья в шнековом канале маслопресса. Вестник Воронежского государственного университета инженерных технологий. 2013. № 3. С. 18-22.

8. Asgari A., Bagheripour M. H., Mollazadeh M. A. Generalized analytical solution for a nonlinear infiltration equation using the exp-function method. Scientia Iranica. 2011. Vol. 18. Issue 1. P. 28-35. doi:10.1016/j.scient.2011.03.004.

9. Romaniuk W., Polishchuk V., Marczuk A., Titova L., Rogovskii I., Borek K. Impact of sediment formed in biogas production on productivity of crops and ecologic character of production of onion for chives. Agricultural Engineering (wir.ptir.org). Krakow. Poland. 2018. Vol. 22. №1. P. 105-125. https://doi.org/10.1515/agriceng-2018-0010.

References

1. Birger I. A., Shorr B. F., Iosilevich G. B. (1979). Strength calculation of machine parts: a reference book. Moscow. Mechanical engineering. 494-516.

2. Didur V. A., Tkachenko V. A., Tkachenko A. V., Didur V. V. (2011). The influence of countercurrents on the operating mode of the screw press. Pratsi Taurian State Agricultural Technological University. Melitopol. 11(4). 20-34.

3. Kolpakov I. P. (1951). Operating manual for screw presses FP and EP for processing sunflower seeds. Moscow. Pishchepromizdat. 128.

4. Maslikov V. A. (1974). Technological equipment for the production of vegetable oils. Moscow. Food industry. 440.

5. Maslikov V. A. (1962). The elastic properties of the pulp and the work required to compress it. News of universities. Food industry. 2. 128-133.

6. Anferov S. D., Skulskij O. I. (2014). Simulation of liquid filtration through a plastically deformable porous medium during extrusion pressing. Bulletin of the Perm National Research Polytechnic University. Mechanics. 2. 29-47.

7. Vasilenko V. N., Kopylov M. V., Dragan I. V., Frolova L. N. (2013). Mathematical model of the movement of raw materials in the screw channel of the oil press. Voronezh State University of Engineering Technologies Bulletin. 3. 18-22.

8. Asgari A., Bagheripour M. H., Mollazadeh M. A. (2011). Generalized analytical solution for a nonlinear infiltration equation using the exp-function method.

Scientia Iranica. 18(1). 28-35. doi:10.1016/j.scient.2011.03.004.

9. Romaniuk W., Polishchuk V., Marczuk A., Titova L., Rogovskii I., Borek K. (2018). Impact of sediment formed in biogas production on productivity of crops and ecologic character of production of onion for chives. Agricultural Engineering (wir.ptir.org). Krakow. Poland. 22(1). 105-125. https://doi.org/10.1515/agriceng-2018-0010.

ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЗЕЕРНОЙ КАМЕРЫ, ШНЕКОВОГО ПРЕССА

В. В. Дидур, Т. А. Кутковецька

Аннотация. В статье рассматриваются вопросы повышения надежности и долговечности зерной камеры шнекового пресса для переработки семян масличных культур путем создания методики расчета на прочность зерной камеры, как оболочки с кольцевыми и продольными подкреплениями.

В результате исследования получены значения давления в зерной камере при форпрессовом и экспелерном отжиме. При форпрессовом отжиме давление в зерной камере достигает 100-200 кг/см², а при экспелерном прессовании 200-300 кг/см².

Разработана методика расчета устойчивости подкрепленных оболочек совместно с теоретическим расчетом эффективной, фактической степени сжатия на витках пресса в зависимости от культуры семени, перерабатываемого, места пресса ширины в технологической схеме переработки и величины выходной щели регулирующего устройства.

Ключевые слова: шнековый пресс, зерная камера, оболочка, переработка семян, повышения надежности, расчет на прочность, кольцевые и продольные подкрепления.

SUBSTANTIATION OF DESIGN PARAMETERS OF SCREW PRESS PRESSING CHAMBER

V. V. Didur, T. O. Kutkovetska

Abstract. The study is devoted to increasing the reliability and durability of the pressing chamber of the screw press for processing oilseeds by creating a method of calculating the strength of the pressing chamber as a shell with circular and longitudinal supports.

The values of the pressure in the pressing chamber during pre-press and expeller expression are obtained. At forpress pressing the pressure in the zeer chamber reaches 100-200 kg/cm², and at expeller pressing 200-300 kg/cm².

The method for calculating the stability of reinforced shells together with the theoretical calculation of the effective, actual degree of compression on the turns of the press depending on the seed culture is developed.

Key words: screw press, pressing chamber, shell, seed processing, increase of reliability, calculation on durability, circular and longitudinal reinforcements.

В. В. Дідур ORCID 0000-0001-7584-5073.

Т. О. Кутковецька ORCID 0000-0002-4879-2954.

УДК 514.18

ВНУТРІШНЄ КОЧЕННЯ НЕКРУГЛИХ ЦЕНТРОЇД, УТВОРЕНИХ ІЗ ДУГ ЛОГАРИФМІЧНОЇ СПІРАЛІ

Т. А. Кресан, С. Ф. Пилипака

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 131 – прикладна механіка.

Кореспонденція авторів: tanyakresan@i.ua

Історія статті: отримано – листопад 2020, акцептовано – грудень 2020.

Бібл. 13, рис. 18, табл. 0.

Анотація. В статті розглянуто внутрішнє кочення плоских центроїд одна по одній з одночасним обертанням навколо нерухомих центрів. Характерною особливістю розглянутих центроїд є те, що профіль кожної із них утворений послідовним з'єднанням однакових дуг однієї ж і тієї логарифмічної спіралі. Він подібний до профілю зубчатого колеса. Так як і в зубчатих зачепленнях такі центроїди можуть передавати обертальний рух. На відміну від зубчатих коліс передача обертального руху відбувається без ковзання дуг в зоні контакту. Це відбувається завдяки тому, що довжини дуг профілів зубів рівні.

В класичних зубчатих зачепленнях застосовується евольвентний профіль, який свого часу запропонував Л. Ейлер [1]. Зубчаті передачі із таким профілем є найбільш поширеними. Відомі і інші профілі, наприклад, у передачі Новікова, у яких профілем зуба є коло або крива, близька до кола. При роботі вказаних зачеплень виникає ковзання в точці контакту зубів, причому в зачепленні Новікова воно менше, ніж у зачепленні із евольвентним профілем. В цих і інших зубчатих передачах на обох колесах існують кола, які перекочуються одне по одному без ковзання. Вони називаються центроїдами або ділильними колами, діаметри яких є основою для розрахунку всіх геометричних елементів зубчатого зачеплення. Відповідно і в нашому випадку центроїди можуть служити основою для проектування зубчатого зачеплення з евольвентним або іншим профілем зуба. В статті показано, що такі центроїди можуть бути утворені із заданим числом зубів у вигляді зубчатого колеса, отже вони також можуть виконувати роль зубчатої передачі. Головна перевага такої передачі – повна відсутність ковзання, що не призводить до тертя поверхонь в зоні контакту і їх зносу. Недоліком є те, що передаточне відношення при цьому не є сталим, воно періодично змінюється. Проте для деяких випадків це не впливає суттєво на роботу механізмів (наприклад, годинникових [2] або лічильних пристроїв).

Здійснено математичний опис профілів центроїд. Показана можливість побудови центроїд із довільною допустимою кількістю зубів на кожній із них. Міжосьова відстань залежить від кількості зубів на кожній центроїді і кута при вершині зуба. При однаковій кількості зубів на обох центроїдах вони збігаються.

Побудовано пари центроїд, а також показано їх проміжні положення при повороті однієї із них на заданий кут. Кут повороту другої центроїди визначається аналітично і є функцією кута повороту першої центроїди.

Ключові слова: логарифмічна спіраль, центроїди, внутрішнє кочення, довжина дуги, міжцентрова відстань.

Постановка проблеми

При роботі зубчатих зачеплень відбувається ковзання робочих поверхонь, внаслідок чого виникає сила тертя, яка призводить до їх зношування. Сила тертя залежить від сили тиску поверхонь одна на одну під час їх взаємодії. Таким чином, чим більший крутний момент передається зубчатим зачепленням, тим більше воно піддається зносу. Для запобігання цьому пари коліс повинні постійно змащуватися. Якщо ж ковзання відсутнє, то і зношування поверхонь теж немає. Саме така передача із внутрішнім зачепленням розглядається у статті. Щоправда, при цьому наявні і недоліки, а саме при передачі сталого крутного моменту навантаження на зубчасту пару носить періодичний змінний характер, що не є добре при роботі механізмів. Однак при невеликих величинах крутних моментів цей недолік не є суттєвим.

Аналіз останніх досліджень

Теоретичні питання проектування зубчатих зачеплень на основі центроїд некруглих коліс детально висвітлено в працях [3]. При проектуванні центроїд розглядається кочення двох криволінійних профілів один по одному з накладенням певних вимог до їх форми. Вони полягають у тому, щоб таке кочення відбувалося при одночасному обертанні цих профілів навколо нерухомих точок. Кочення плоского профілю по прямій відоме на прикладі кочення колеса, коли його точка описує циклоїду. В праці [4] розглянуто загальний випадок, коли плоский контур окреслено довільною кривою. Моделювання центроїд некруглих коліс розглянуто в працях [5–13].

Мета досліджень

Розробити аналітичний опис пар центроїд внутрішнього зачеплення, кожна із яких утворюється послідовним з'єднанням однакових дуг однієї ж і тієї логарифмічної спіралі із заданою їх кількістю.

Результати досліджень

Параметричні рівняння логарифмічної спіралі, яка у полярних координатах записується у вигляді $\rho = ae^{b\alpha}$, де a – стала, ρ – радіус-вектор, нахил якого до осі Ox визначається поточним значенням незалежного кута α , мають наступний вигляд:

$$x = ae^{b\alpha} \cos \alpha; \quad y = ae^{b\alpha} \sin \alpha. \quad (1)$$

Початком координат (поліусом) кривої [1], заданої радіус-вектором $\rho = \rho(\alpha)$ є точка O . Побудуємо ще одну криву, задану радіус-вектором $\rho_1 = \rho_1(\varphi)$ із поліусом в точці O_1 (рис. 1). При умові внутрішнього кочення без ковзання кривої ρ_1 по кривій ρ довжини дуг TT_1 і TT_2 повинні бути рівними. При $\alpha = \varphi = 0$ можна записати: $\rho - \rho_1 = r$, де через r позначена міжцентрова відстань OO_1 .

Поставимо умову, щоб ця рівність виконувалася для всіх відповідних точок обох кривих. Тоді можна записати: $\rho_1 = \rho - r$. Виходячи із цього, запишемо параметричні рівняння кривої $\rho_1 = \rho_1(\varphi)$:

$$\begin{aligned} x_1 &= (ae^{b\alpha} \cos \alpha - r) \cos \varphi + r; \\ y_1 &= (ae^{b\alpha} \cos \alpha - r) \sin \varphi. \end{aligned} \quad (2)$$

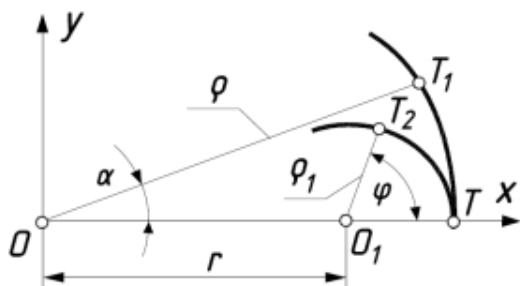


Рис. 1. Графічна ілюстрація до моделювання логарифмічної спіралі в контакті із іншою кривою за умови, що виконується рівність $\rho_1 = \rho - r$ для всіх відповідних точок обох кривих.

Fig. 1. Graphic illustration for modeling a logarithmic spiral in contact with another curve, provided that the equality $\rho_1 = \rho - r$ is fulfilled for all corresponding points of both curves.

Кути повороту α і φ повинні бути узгоджені між собою таким чином, щоб дуги TT_1 і TT_2 були рівні між собою. Будемо вважати, що кут φ буде залежним від кута α , тобто $\varphi = \varphi(\alpha)$.

Похідна довжини дуги логарифмічної спіралі (1) має наступний вираз:

$$\frac{ds}{d\alpha} = \sqrt{x'^2 + y'^2} = a\sqrt{1 + b^2}e^{b\alpha}. \quad (3)$$

Похідна довжини дуги кривої (2) із врахуванням, що $\varphi = \varphi(\alpha)$, запишеться наступним чином:

$$\frac{ds_1}{d\alpha} = \sqrt{x_1'^2 + y_1'^2} = \sqrt{a^2 b^2 e^{2b\alpha} + \varphi'^2 (r - ae^{b\alpha})^2} \quad (4)$$

На основі рівності дуг кривих їх похідні (3) і (4) теж рівні між собою. Прирівняємо вирази (3) і (4) і розв'яжемо відносно $d\varphi/d\alpha$:

$$\frac{d\varphi}{d\alpha} = \frac{ae^{b\alpha}}{ae^{b\alpha} - r}. \quad (5)$$

Після інтегрування виразу (5) одержимо:

$$\varphi = \frac{1}{b} \ln(ae^{b\alpha} - r) + c, \quad (6)$$

де c – стала інтегрування.

Виходячи із умови, що при $\alpha = 0$ кут $\varphi = 0$, знаходимо вираз сталої c , після підстановки якої в (6) остаточно отримаємо:

$$\varphi = \frac{1}{b} \ln\left(\frac{ae^{b\alpha} - r}{a - r}\right). \quad (7)$$

Міжцентрова відстань r може бути довільною, однак в такому випадку при повороті радіус-вектора ρ на заданий кут α радіус-вектор ρ_1 повернеться на непередбачуваний кут φ . Поставимо умову, щоб при повороті радіус-вектора ρ на заданий кут α радіус-вектор ρ_1 повернувся на потрібний нам кут φ . Для цього розв'яжемо рівняння (7) відносно відстані r :

$$r = a \frac{e^{b\varphi} - e^{b\alpha}}{e^{b\varphi} - 1}. \quad (8)$$

В праці (6) наведено аналітичний опис зовнішнього кочення конгруентних центроїд, кожна із яких утворена симетричним відображенням дуги логарифмічної спіралі відносно полярної осі. Така центроїда подібна до відомого символу серця. При зовнішньому обкочуванні рухомої центроїди по нерухомій спільний поліус двох симетричних дуг, що утворюють рухому центроїду, рухається по колу радіуса r , який представляє собою міжцентрову відстань (рис. 2). Вона визначається, як відстань між поліусами центроїд, які перебувають у контакті. Нерухома центроїда зображена потовщеною лінією. Дуга, з якої утворені центроїди, будується за рівняннями (1) при зміні кута α в межах $\alpha = 0 \dots \pi$.

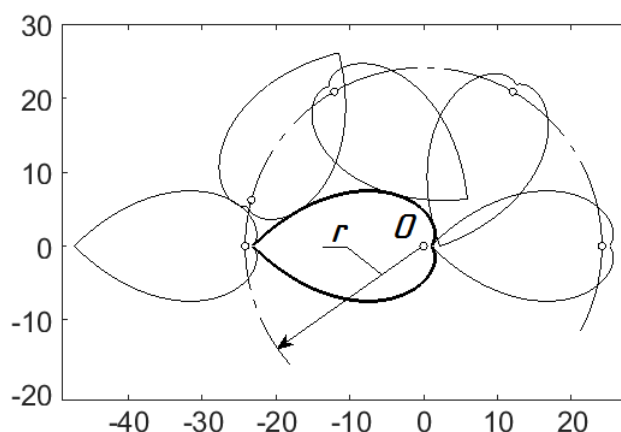


Рис. 2. Проміжні положення рухомої центроїди при її обкочуванні по конгруентній нерухомій центроїді.

Fig. 2. Intermediate positions of a moving centroid when rolling on a congruent stationary centroid.

Внутрішнє обкочування конгруентних центроїд неможливе, оскільки вони збігаються. Будемо вважа-

ти, що центроїди, зображені на рис. 2, мають один зуб, оскільки вони мають один виступ, утворений перетином симетричних дуг. В нашому випадку (при $b=1$) ці дуги перетинаються під прямим кутом. Це найменший кут, при якому можливе кочення центроїд без заклинювання в точках перетину дуг. Утворимо нерухому центроїду, яка має два зуби. Для цього для побудови дуги, яка окреслює зуб по логарифмічній спіралі, в рівняннях (1) будемо змінювати кут α в межах $\alpha=0 \dots \pi/2$. Оскільки крива перетинає всі радіус-вектори під сталим кутом (в нашому випадку під кутом 45° , оскільки $b=1$), то і осі Ox і Oy вона теж перетне під цим кутом. Побудуємо симетричну криву відносно осі Oy і отримаємо один зуб (рис. 3,а).

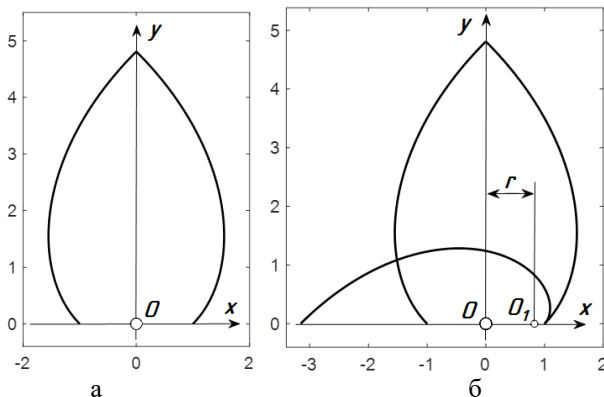


Рис. 3. Графічні ілюстрації до утворення зуба нерухомої і рухомої центроїди:

а) утворення зуба нерухомої центроїди симетричним відображенням дуги логарифмічної спіралі відносно осі Oy ;

б) побудова профілю рухомого зуба за знайденим значенням міжцентрової відстані r

Fig. 3. Graphic illustrations for the formation of a fixed and movable centroid tooth:

а) the formation of a fixed centroid tooth by a symmetrical reflection of the arc of the logarithmic spiral about the axis Oy ;

б) construction of the profile of the movable tooth according to the found value of the center-to-center distance r .

За рівняннями (2) побудуємо дугу рухомої центроїди. Для цього поставимо вимогу, щоб кут φ змінювався в межах $\varphi=0 \dots \pi$. Підставимо у (8) $\alpha=\pi/2$, $\varphi=\pi$, $a=1$, $b=1$ і отримаємо: $r=0.828$. Слід зауважити, що значення $b=1$ забезпечує кут 90° у вершині зуба, а значення сталої a не впливає на форму зуба, оскільки відіграє роль масштабного коефіцієнта. На рис. 3,б побудовано половину профілю рухомої центроїди. При її обкочуванні по нерухомій полюс O_1 рухатиметься по колу радіуса r .

Якщо всі три дуги, зображені на рис. 3,б, відобразити симетрично осі Ox , то ми отримаємо нерухому центроїду із двома зубами і рухому – із одним (рис. 4,а). Якщо із цього положення обкочувати рухому центроїду по нерухомій, то для отримання вихідного положення вона має повернутися на 360° . Якщо ж центроїду із одним зубом зробити нерухомою і перекочувати по ній центроїду із двома зубами, то для досягнення попереднього розміщення центроїд потрі-

бен поворот рухомої центроїди на кут 180° . Однак здійснити таке перекочування на фізичній моделі не вдасться, оскільки центроїда із одним зубом виходить за межі центроїди із двома зубами. Проте цього можна уникнути зміною кута при вершині зуба. Позначимо його через ψ . Виходячи із властивості логарифмічної спіралі стала b визначиться із наступного виразу:

$$b = \operatorname{ctg}\left(\frac{\psi}{2}\right). \quad (9)$$

Підбором кута ψ можна знайти таку форму центроїд, коли вершина зуба однієї центроїди буде збігатися із впадиною другої. На рис. 4,б такому положенню центроїд відповідає значення $\psi=121,5^\circ$.

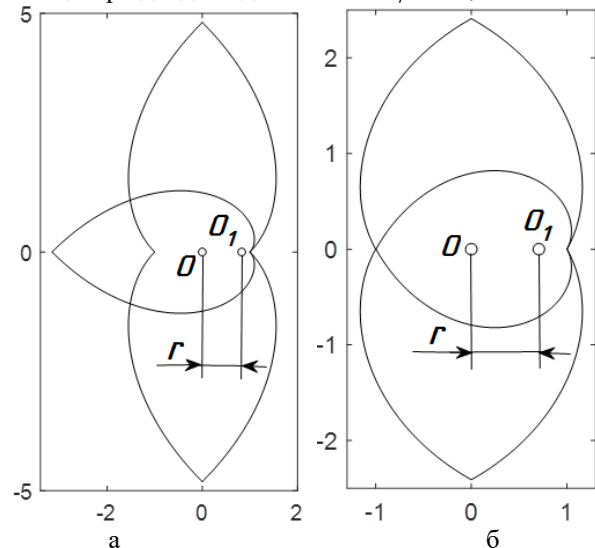


Рис. 4. Вихідне положення нерухомої центроїди із двома зубами і рухомої із одним зубом:

а) $a=1$; $\psi=90^\circ$; $r=0.828$;

б) $a=1$; $\psi=121,5^\circ$; $r=0.707$

Fig. 4. Starting position of a stationary centroid with two teeth and a movable one with one tooth:

а) $a=1$; $\psi=90^\circ$; $r=0.828$;

б) $a=1$; $\psi=121,5^\circ$; $r=0.707$

На рис. 4 вихідні положення центроїд побудовані при $\alpha=0$. Якщо надати кутові α іншого значення, то визначиться нова точка контакту на нерухомій центроїді. Рухома центроїда при коченні по нерухомій повернеться на кут φ згідно формули (7) і її центр, тобто точка O_1 , переміститься по колу радіуса r на величину, що відповідає кутові повороту α . На рис. 5 побудовані проміжні положення рухомої центроїди, вихідне положення якої зображено на рис. 4,б.

Для внутрішнього зачеплення, на відміну від зовнішнього, кількість зубів центроїд не може бути рівною. Внутрішня центроїда повинна мати кількість зубів як мінімум на одиницю менше, ніж зовнішня. При цьому можна знайти залежність між кінцевими значеннями кута α і кута φ в залежності від числа зубів нерухомої і рухомої центроїд. Наприклад, на рис. 4,а побудована нерухома центроїда із двома зубами. Її профіль утворений симетричними дугами логарифмічної спіралі. Для побудови дуги цієї спіралі незалежна змінна α змінювалася в межах $\alpha=0 \dots \pi/2$. Для побудови центроїди із трьома зубами дуга будуватиметься при зміні кута α в межах $\alpha=0 \dots \pi/3$. Якщо позначити число зубів нерухомої центроїди через n , то

відповідна дуга логарифмічної спіралі будується при зміні кута α в межах $\alpha=0 \dots \pi/n$. При цьому довжина дуги профіля нерухомої і рухомої центроїди повинні бути рівними, а кути повороту в кінцевих точках α і φ мають бути узгодженими. Позначимо кількість зубів рухомої центроїди через n_1 . На рис. 4 зображено випадок, коли $n=2$ і $n_1=1$. Кінцеве значення кута φ в цьому випадку дорівнює π , тобто $\varphi=\pi/n_1$. Збільшуючи число зубів нерухомої центроїди, можна збільшувати число зубів рухомої, при цьому повинна виконуватися умова: $n > n_1$. Якщо $n=n_1$, то центроїди будуть збігатися і кочення стає неможливим.

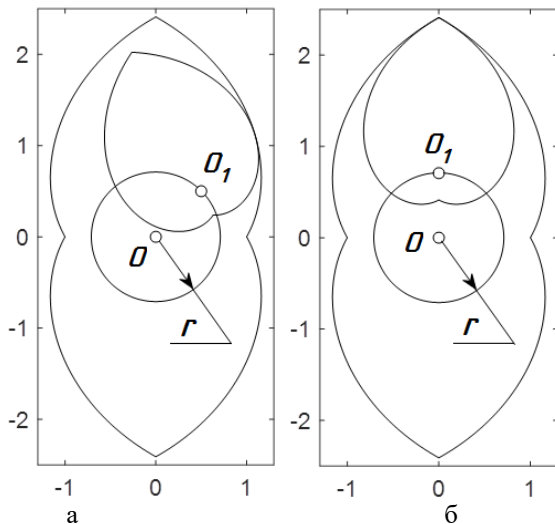


Рис. 5. Проміжні положення центроїди із одним зубом, яка обкочується по нерухомій центроїді із двома зубами:

- а) положення центроїд відповідає куту $\alpha=45^\circ$;
- б) положення центроїд відповідає куту $\alpha=90^\circ$

Fig. 5. Intermediate positions of a centroid with one tooth, which rolls over a stationary centroid with two teeth:

- a) the position of the centroid corresponds to the angle $\alpha=45^\circ$;
- b) the position of the centroid corresponds to the angle $\alpha=90^\circ$

На основі рівності дуг, що окреслюють зуби центроїд, які перебувають у контакті, кінцеві значення кутів α і φ мають бути кратними числу зубів, а саме: $\alpha=\pi/n$, $\varphi=\pi/n_1$. Підставимо ці значення кутів у вираз (8) і отримаємо:

$$r = a \frac{e^{b\pi/n_1} - e^{b\pi/n}}{e^{b\pi/n_1} - 1}. \quad (10)$$

Якщо $n=n_1$, то згідно (10) отримуємо $r=0$, тобто центроїди будуть збігатися. Розглянемо конструювання внутрішнього зачеплення, у якого одна центроїда має 5 зубів ($n=5$), а друга – 2 ($n_1=2$). Кут ψ при вершині зуба прийемо рівним 90° , отже згідно (9) $b=1$. Сталу a теж прийемо рівною одиниці – $a=1$. Підставивши ці дані в (10), отримаємо: $r=0,7705$. За рівняннями (1) будуюмо дугу, що окреслює профіль зуба, першої центроїди при зміні кута α в межах $\alpha=0 \dots \pi/n$, тобто $\alpha=0 \dots \pi/5$. На рис. 6 вона зображена суцільною лінією і позначена цифрою 1. Дугу другої

циклоїди будуюмо за рівняннями (2), попередньо підставивши туди вираз кута φ із (7). Потрібно підкреслити, що кінцеве значення кута φ відоме – воно рівне π/n_1 , тобто $\varphi=90^\circ$. Це значення ми отримаємо із виразу (7) при підстановці в нього відповідних значень сталих і $\alpha=\pi/n$. Тому в рівняннях (2) межі зміни кута α ті ж самі, що і в рівняннях (1): $\alpha=0 \dots \pi/5$. Дуга кривої, побудованої за рівняннями (2), зображена на рис. 6 суцільною лінією і позначена цифрою 2. З рисунка видно, що кут $\varphi=90^\circ$, оскільки радіус-вектор із початкового положення, коли він збігався із віссю Ox , повернувся навколо полюса O_1 на прямий кут і збігся із віссю Oy .

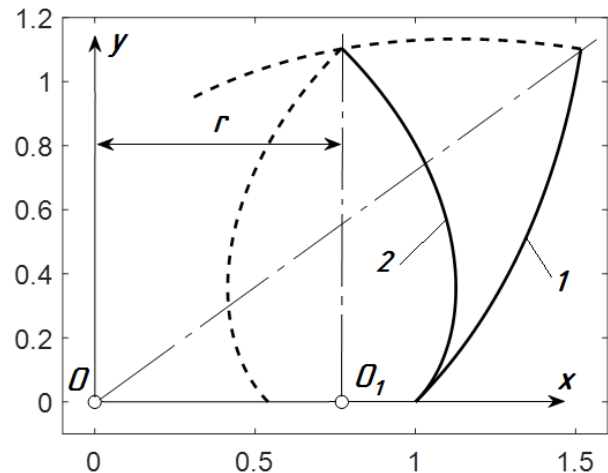


Рис. 6. Графічна ілюстрація до конструювання профіля зуба центроїд із внутрішнім зачепленням.

Fig. 6. Graphic illustration for designing a centroid tooth profile with internal gearing.

Після отриманих дуг кривих побудувати профілі зуба обох центроїд дуже просто. Для цього сполучаємо точку O з кінцем першої кривої (позначена цифрою 1) і будуюмо відносно неї симетричну криву (зображена штриховою лінією).

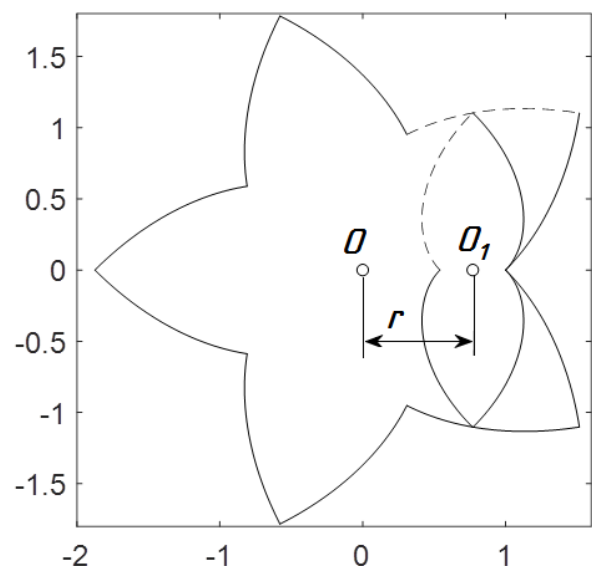


Рис. 7. Центроїди, утворені поворотом побудованого зуба на відповідний кут.

Fig. 7. Centroids formed by rotating the constructed tooth to the corresponding angle.

Аналогічно будемо профіль зуба другої центроїди: криву 2 відображаємо симетрично відносно прямої, яка сполучає точку O_1 з кінцем кривої 2. Отриманий профіль зуба першої центроїди послідовно повертаємо на кут $2\pi/n$, тобто на 72° навколо точки O і отримуємо центроїду (рис. 7). Відповідно профіль зуба другої центроїди послідовно повертаємо на кут π/n_1 , тобто на 180° навколо точки O_1 .

Для наочності вихідне положення зубів на рис. 7 зображено так, як і на рис. 6 – із штриховими лініями. При обкочуванні рухомої центроїди по нерухомій полюс або центр останньої рухається по колу радіуса r (рис. 8).

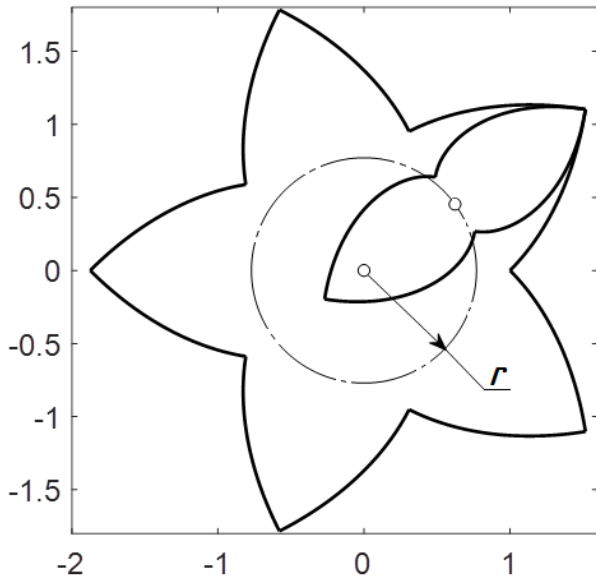


Рис. 8. Положення центроїд, коли вершини зубів збігаються.

Fig. 8. The position of the centroid, when the tops of the teeth coincide.

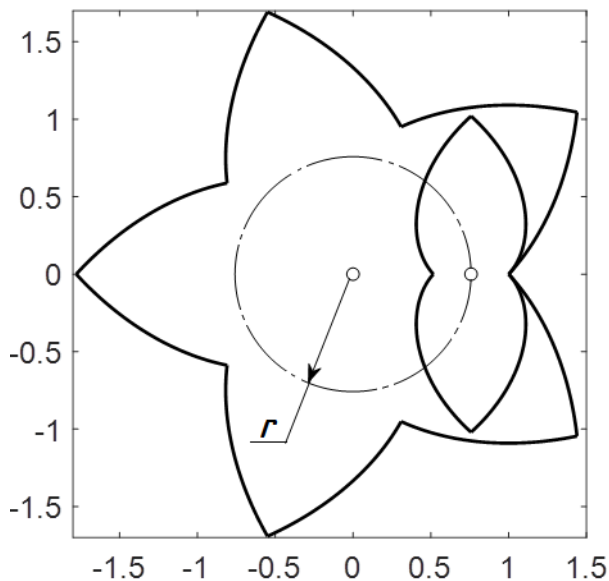


Рис. 9. Центроїди, у яких кут при вершині зуба $\psi=95^\circ$

Fig. 9. Centroids, which have an angle at the tip of the tooth $\psi=95^\circ$

На рис. 7 також видно, що вершини зубів рухомої центроїди торкаються профілів зубів нерухомої. Щоб цього позбутися, необхідно збільшити кут ψ при вершині зуба, або ж збільшити число зубів нерухомої центроїди. На рис. 9 побудовано центроїди, які відрізняються від центроїд, зображених на рис. 7 тим, що кут при вершині зуба становить 95° .

Можна залишити кут $\psi=90^\circ$, але збільшити число зубів нерухомої центроїди. На рис. 10 побудовані центроїди при $\psi=90^\circ$, $n=6$ і $n_1=2$.

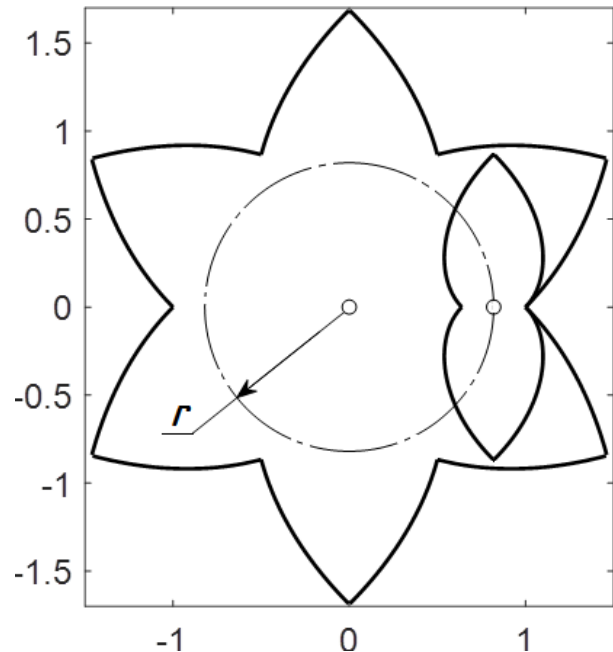


Рис. 10. Центроїди, побудовані при $\psi=90^\circ$, $n=6$ і $n_1=2$.

Fig. 10. Centroids built at $\psi=90^\circ$, $n=6$ і $n_1=2$.

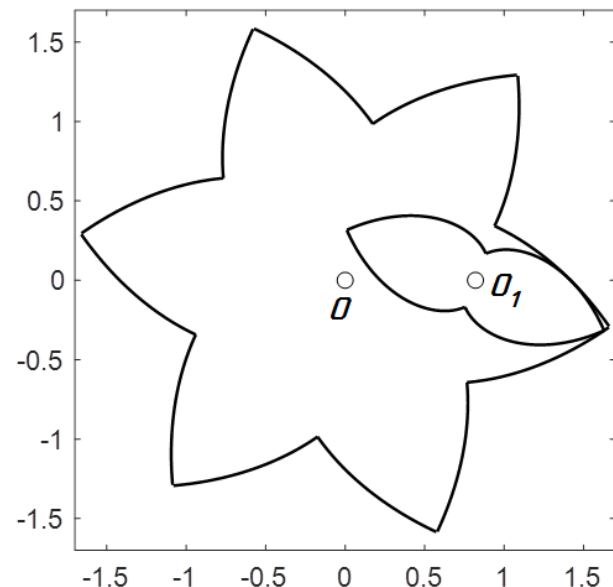


Рис. 11. Поворот центроїд навколо нерухомих центрів O на кут $\alpha=20^\circ$ і O_1 на кут $\varphi=68,8^\circ$.

Fig. 11. Rotation of the centroid about fixed centers O by an angle $\alpha=20^\circ$ and O_1 by an angle $\varphi=68,8^\circ$.

Обкочування центроїд можна також здійснювати при одночасному їх обертанні навколо нерухомих

центрів O і O_1 . При цьому при повороті першої центроїди навколо центру O на заданий кут α , друга центроїда повернеться навколо центру O_1 на кут φ , величина якого визначається за формулою (7). На рис. 11 зображено ті ж центроїди, що і на рис. 10 після повороту першої центроїди на кут $\alpha=\pi/9$, тобто на 20° .

Щоб взнати, на який кут φ повернулася друга центроїда, знаходимо за формулою (10) міжцентрову відстань $r=0,8194$, і далі за формулою (7) – кут φ : $\varphi=1,198$ або $\varphi=68,8^\circ$.

Слід зазначити, що кінцеве значення кутів α і φ , при яких вершини зубів збігаються, становить $\alpha=30^\circ$ і $\varphi=90^\circ$.

За розробленим алгоритмом можна будувати внутрішнє зачеплення центроїд із заданим кутом ψ при вершинах зубів і будь-яким співвідношенням числа зубів за дотриманням умови $n>n_1$. На рис. 12 зображено зачеплення центроїд при $\psi=90^\circ$, $n=10$ і $n_1=5$.

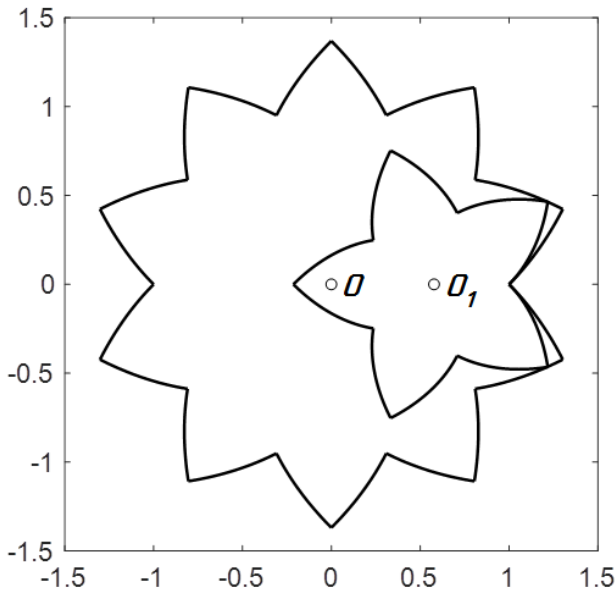


Рис. 12. Внутрішнє зачеплення центроїд при $\psi=90^\circ$, $n=10$ і $n_1=5$.

Fig. 12. Internal engagement of the centroid at $\psi=90^\circ$, $n=10$ and $n_1=5$.

Оскільки кількість зубів у центроїд відрізняється у два рази, то при повному оберті центроїди із більшою кількістю зубів менша центроїда здійснить два повних оберти. На рис 13 побудоване зачеплення з такою ж кількістю зубів у центроїд, що і на рис. 12, але з кутом при вершині зуба $\psi=120^\circ$.

Дуги, які утворюють зуби першої центроїди, будуються за рівняннями (1), отже належать логарифмічній спіралі. Дуги, які утворюють зуби другої центроїди, будуються за рівняннями (2). На рис. 6 вони позначені відповідно цифрами 1 і 2. Однак крива 2 перетинає осі Ox і Oy під тим же кутом, що і крива 1. Це дає підставу припустити, що ці дуги належать одній і тій же логарифмічній спіралі, тільки розташовані на різній відстані від полюса. Щоб в цьому переконатися, перейдемо до натуральних рівнянь кривих (1) і (2), тобто до залежності кривини k від довжини дуги s : $k=k(s)$. Знайдемо довжину дуги кривої (1) за відомою формулою:

$$s = a\sqrt{1+b^2} \int e^{b\alpha} d\alpha = \frac{a}{b} \sqrt{1+b^2} e^{b\alpha} + c. \quad (11)$$

Сталу c знайдемо за умови, що при $\alpha=0$ довжина дуги $s=0$:

$$c = -\frac{a}{b} \sqrt{1+b^2}. \quad (12)$$

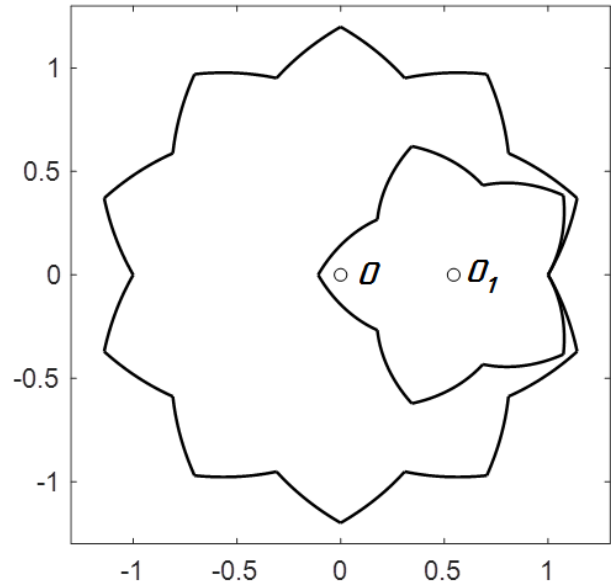


Рис. 13. Внутрішнє зачеплення центроїд при $\psi=120^\circ$, $n=10$ і $n_1=5$.

Fig. 13. Internal engagement of the centroid at $\psi=120^\circ$, $n=10$ and $n_1=5$.

Підставимо (12) в (11) і розв'яжемо отримане рівняння відносно α :

$$\alpha = \frac{1}{b} \ln \left(1 + \frac{bs}{a\sqrt{1+b^2}} \right). \quad (13)$$

Підставимо залежність (13) у рівняння (1) і отримаємо параметричні рівняння логарифмічної спіралі у функції нової незалежної змінної – її довжини дуги s :

$$x = a \left(1 + \frac{bs}{a\sqrt{1+b^2}} \right) \cos \left[\frac{1}{b} \ln \left(1 + \frac{bs}{a\sqrt{1+b^2}} \right) \right]; \quad (14)$$

$$y = a \left(1 + \frac{bs}{a\sqrt{1+b^2}} \right) \sin \left[\frac{1}{b} \ln \left(1 + \frac{bs}{a\sqrt{1+b^2}} \right) \right].$$

Для отримання натурального рівняння логарифмічної спіралі потрібно її параметричні рівняння (14) двічі продиференціювати по змінній s . Отримані другі похідні підставляємо у відому формулу і після спрощень знаходимо залежність $k=k(s)$:

$$k = \sqrt{x''^2 + y''^2} = \frac{1}{b \left(s + \frac{a}{b} \sqrt{1+b^2} \right)}. \quad (15)$$

Для знаходження натурального рівняння $k_1=k_1(s)$ кривої (2) поступаємо аналогічно. Вираз довжини дуги кривої (2) має вигляд (11), тобто він є таким же, як і для логарифмічної спіралі на основі рівності диференціалів їх дуг. Отже і залежність (13) є спільною для обох кривих. Підставимо вираз (13) в (7) отримаємо залежність $\varphi=\varphi(s)$:

$$\varphi = \frac{1}{b} \ln \left(1 + \frac{bs}{(a-r)\sqrt{1+b^2}} \right). \quad (16)$$

Отриману залежність (16) і вираз (13) підставляємо у (2) і отримаємо параметричні рівняння цієї кривої у функції довжини дуги s :

$$x_1 = \left(a - r + \frac{bs}{\sqrt{1+b^2}} \right) \cos \left[\frac{1}{b} \ln \left(1 + \frac{bs}{(a-r)\sqrt{1+b^2}} \right) \right]; \quad (17)$$

$$y_1 = \left(a - r + \frac{bs}{\sqrt{1+b^2}} \right) \sin \left[\frac{1}{b} \ln \left(1 + \frac{bs}{(a-r)\sqrt{1+b^2}} \right) \right].$$

Аналогічно попередньому випадку, знайдемо другі похідні рівнянь (17) і знайдемо натуральне рівняння $k_I = k_I(s)$ кривої (2):

$$k = \sqrt{x_1'^2 + y_1'^2} = \frac{1}{b \left(s + \frac{a-r}{b} \sqrt{1+b^2} \right)}. \quad (18)$$

Аналізуючи натуральні рівняння (15) і (18), ми бачимо, що ці залежності є аналогічними і відрізняються тільки зміщенням точки відліку дуги на сталу величину. Різниця між цими сталими величинами становить $r\sqrt{1+b^2}/b$. Отже, параметричні рівняння (1) і (2) описують одну і ту ж логарифмічну спіраль, а дуги однакової довжини для утворення зубів першої і другої центроїди беруться на різних її ділянках із зміщенням на знайдену різницю. У випадку, коли $r=0$, тобто коли центроїди збігаються, ця різниця теж дорівнює нулю, тобто зміщення відсутнє і дуги теж збігаються. Таким чином, дуги 1 і 2 (рис. 6) належать одній і тій же логарифмічній спіралі, тільки зміщені на певну відстань. Отже, дугу 2 можна будувати за формулами (1), як і дугу 1, але при інших межах зміни кута α . Знайдемо ці межі.

Для кривої 1 (рис. 6) вони відомі: $\alpha=0 \dots \pi/n$. Знайдемо ці межі для побудови кривої 2 за рівняннями 1. Для цього потрібно вмістити точку відліку дуги по кривій 1 на величину знайденої різниці в сторону полюса, тобто взяти це значення із знаком «мінус»: $s = -r\sqrt{1+b^2}/b$. Підставляємо це значення у формулу (13) і знаходимо відповідне початкове значення кута α_0 :

$$\alpha_0 = \frac{1}{b} \ln \left(1 - \frac{r}{a} \right). \quad (19)$$

Підставимо у (19) вираз r із (10) і отримаємо значення початкового кута α_0 в залежності від сталої b (величини кута ψ) і числа зубів n і n_I :

$$\alpha_0 = \frac{1}{b} \ln \frac{e^{b\pi/n} - 1}{e^{b\pi/n_I} - 1}. \quad (20)$$

Щоб знайти кінцеве значення кута α_k , потрібно від знайденої початкової точки на логарифмічній спіралі відкласти довжину дуги профілю зуба другої центроїди. Вона відома, оскільки дорівнює довжині профілю зуба першої центроїди. Згідно (11), (12) довжина дуги профілю зуба знаходиться за формулою:

$$s = \frac{a}{b} \sqrt{1+b^2} (e^{b\alpha} - 1), \quad (21)$$

де α дорівнює кінцевому значенню дуги профілю першої центроїди, тобто $\alpha=\pi/n$. Отримане значення

(22) потрібно додати до значення дуги у початковій точці $s = -r\sqrt{1+b^2}/b$. Після додавання отримаємо:

$$s_k = \frac{a(e^{b\pi/n} - 1) - r\sqrt{1+b^2}}{b}. \quad (22)$$

Підставляємо значення дуги (22) у формулу (13) і знаходимо відповідне кінцеве значення кута α_k :

$$\alpha_k = \frac{1}{b} \ln \left(e^{b\pi/n} - \frac{r}{a} \right). \quad (23)$$

Нарешті підставимо у (23) вираз r із (10) і отримаємо значення кінцевого кута α_k в залежності від кількості зубів центроїд:

$$\alpha_k = \frac{1}{b} \ln \left(\frac{e^{b\pi/n} - 1}{e^{b\pi/n_I} - 1} e^{b\pi/n_I} \right) \quad (24)$$

Таким чином, профіль зуба другої циклоїди теж можна будувати за рівняннями (1), при цьому кут α буде змінюватися в межах $\alpha=\alpha_0 \dots \alpha_k$, які наведені у (20) і (24). Звідси випливає другий спосіб побудови центроїд.

Розглянемо приклад. Побудуємо центроїди із кутом $\psi=90^\circ$ у вершині зуба і числом зубів $n=5$ і $n_I=2$. При $\psi=90^\circ$ стала $b=1$, сталу a теж приймаємо рівною одиниці.

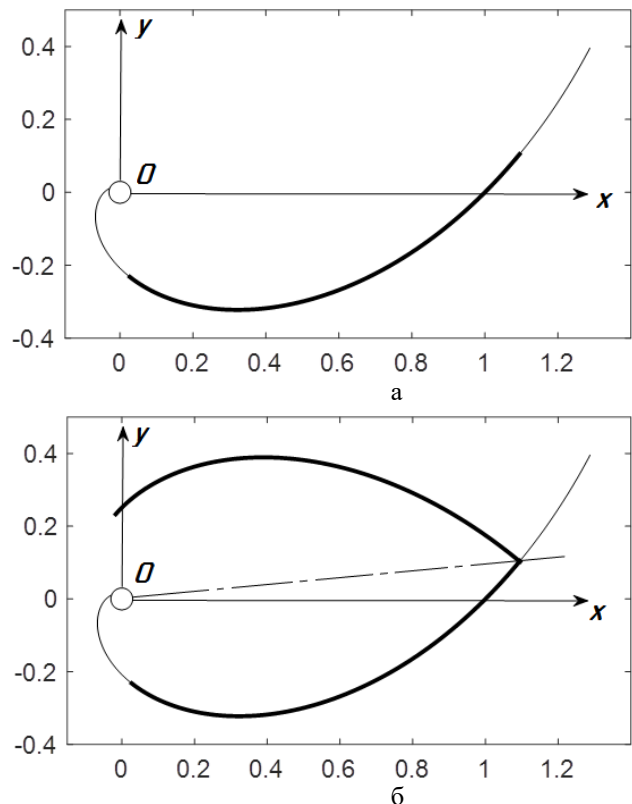


Рис. 14. Графічні ілюстрації до побудови профілю зуба другої центроїди:

а) дуга – профіль однієї сторони зуба;

б) симетричне відображення дуги

Fig. 14. Graphic illustrations for the construction of the tooth profile of the second centroid:

a) arch - the profile of one side of the tooth;

b) symmetrical reflection of the arc

Профіль зуба першої центроїди будується так, як показано на рис. 6 (крива 1). Профіль однієї сторони зуба отримано за рівняннями (1) при зміні кута α межах $\alpha=0 \dots \pi/n$, тобто $\alpha=0 \dots \pi/5$. Профіль другої сторони зуба отримуємо симетричним відображенням побудованої кривої відносно прямої, проведеної із початку координат O (полюса) в кінцеву точку дуги. Аналогічно будується профіль зуба другої центроїди теж за рівняннями (1). Проте в цьому випадку межі зміни кута α інші. Їх визначаємо за формулами (20), (24). Для нашого випадку ці межі становлять: $\alpha_o = -1,4719$, $\alpha_k = 0,0989$. На рис. 14,а для наочності дуга профілю зуба другої центроїди виділена потовщеною лінією на логарифмічній спіралі, яка починається із полюса і побудована при більш широких межах зміни кута α .

Різниця кутів α_k і α_o становить: $0,0989 + 1,4719 = 1,5708$, тобто $\pi/2$. Це відповідає кутові повороту φ при побудові цієї ж дуги за рівняннями (2), який змінюється в межах $\varphi=0 \dots \pi/n_1$. Наступний крок – проводимо пряму лінію із полюса O до кінцевої точки дуги, яка є лінією симетрії зуба (рис. 14, б). Відображаємо дугу симетрично відносно проведеної прямої і отримуємо профіль зуба. Візуально видно, що він за формою і розмірами такий же, як і на рис. 6, де він утворений відображенням кривої 2. Оскільки $n_1=2$, то для побудови центроїди одержаний зуб потрібно розмножити його поворотом на кут $2\pi/n_1$, тобто на 180° . Подібним чином можна будувати центроїди із заданим допустимим співвідношенням зубів. При цьому не потрібно знати міжцентрову відстань. При введенні центроїд у контакт (наприклад, при збігові вершин зубів) міжцентрова відстань r визначиться автоматично, яку аналітично можна знайти за формулою (10).

За формулою (7) можна побудувати залежність $\varphi=\varphi(\alpha)$. На рис. 15 графік цієї залежності побудований для центроїд, зображених на рис. 4. Вони залежать від кута у вершині зуба. Кутові $\psi=90^\circ$ (рис. 4,а) відповідає крива 1, кутові $\psi=121,5^\circ$ (рис. 4,б) – крива 2. При зростанні кута ψ центроїди наближаються до кіл і при $\psi=180^\circ$ стають ними. При цьому залежність $\varphi=\varphi(\alpha)$ стає лінійною (на рис. 15 позначена цифрою 3).

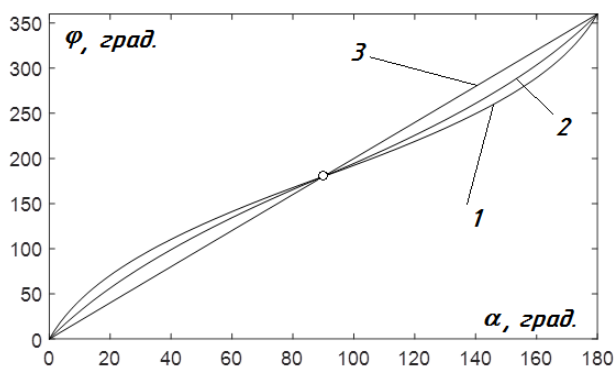


Рис. 15. Графіки залежності $\varphi=\varphi(\alpha)$, побудовані для центроїд, зображених на рис. 4.

Fig. 15. The graphs of the dependence $\varphi=\varphi(\alpha)$ constructed for the centroids shown in Fig. 4.

Точка, позначена колом в центрі графіка, відповідає положенню, коли вершини зубів центроїд збіга-

ються. При зміні $\alpha=0 \dots \pi/n$, тобто $\alpha=0 \dots 90^\circ$ кут φ змінюється в межах $\varphi=0 \dots \pi/n_1$, тобто $\varphi=0 \dots 180^\circ$. Рухома центроїда із одним зубом, спрямованим ліворуч, при перекошуванні по нерухомій займе положення, при якому зуби збіжаться вгору. Цьому положенню відповідають кінцеві значення кутів $\alpha=90^\circ$ і $\varphi=180^\circ$ і точка в центрі графіка. При подальшому зростанні кута α кут φ теж зростатиме, але в зворотному порядку. Вираз $\varphi=\varphi(\alpha)$ при цьому матиме інший вираз:

$$\varphi = -\frac{1}{b} \ln \left(\frac{ae^{b(\frac{\pi}{n}-\alpha)} - r}{a-r} \right). \quad (25)$$

Кут α в залежності (25) теж змінюється в межах $\alpha=0 \dots \pi/n$, але сам графік потрібно змістити вздовж осей до його плавного з'єднання із попереднім. Кінцеві значення кутів $\alpha=180^\circ$ і $\varphi=360^\circ$ сумарного графіка відповідають положенню зуба рухомої центроїди, спрямованого праворуч, тобто в протилежну сторону від початкового положення (рис. 4). Отже повному обкошуванню зуба однієї центроїди по зубів другої відповідають кінцеві значення кутів $\alpha=2\pi/n$ і $\varphi=2\pi/n_1$.

На рис. 16 побудовано графік для центроїд, зображених на рис. 7, 8 при $n=5$ і $n_1=2$. Він відповідає повному обкошуванню зуба рухомої центроїди по зубів нерухомої центроїди. Кінцеві значення кутів становлять $\alpha=2\pi/n=72^\circ$ і $\varphi=2\pi/n_1=180^\circ$. При подальшому обкошуванні цей графік періодично повторюється.

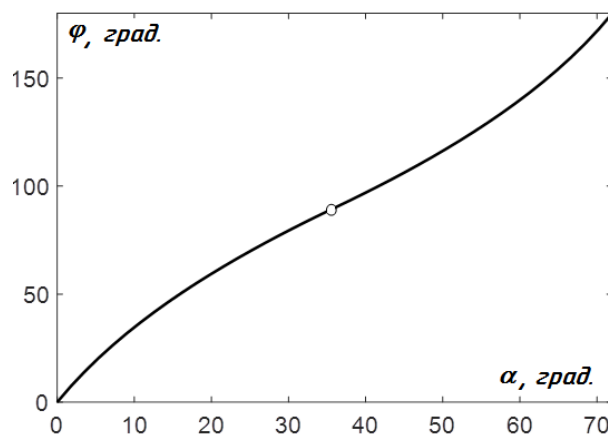


Рис. 16. Графік залежності $\varphi=\varphi(\alpha)$, побудований для центроїд, зображених на рис. 7, 8.

Fig. 16. The graph of the dependence $\varphi=\varphi(\alpha)$, constructed for the centroids shown in Fig. 7, 8.

В теорії зубчатих зачеплень важливим показником передачі є передавальне число, яке визначається відношенням радіусів ділільних кіл зубчатих коліс, що працюють в парі. Ділільні кола котяться одне по одному без ковзання, тобто є центроїдами. Для евольвентного зачеплення це число є сталим. Його можна визначити також як відношення кутових швидкостей коліс при їх обертанні або ж відношення кількості зубів. Для нашого випадку довжини радіус-векторів $\rho=ae^{b\alpha}$ і $\rho_1=\rho-r$ є змінними, тому їх відношення теж є змінною величиною. В цьому випадку замість передавального числа вживається термін «передальна функція». Вона залежить від кута повороту α першої центроїди. Позначивши її через $i=i(\alpha)$, запишемо:

$$i = \frac{\rho}{\rho_1} = \ln \left(\frac{ae^{b\alpha}}{ae^{b\alpha} - r} \right). \quad (26)$$

За залежністю (26) будується тільки одна вітка передавальної функції при зміні параметра $\alpha=0 \dots \pi/n$. Вона відповідає коченню рівних дуг однієї сторони зубів. Симетрична вітка (рис. 17) будується за наступною залежністю:

$$i = \frac{\rho}{\rho_1} = \ln \left(\frac{ae^{b(\frac{\pi}{n}-\alpha)}}{ae^{b(\frac{\pi}{n}-\alpha)} - r} \right). \quad (27)$$

На рис. 17 побудовано графік передавальної функції для центроїд $n=2$ і $n_1=1$, зображених на рис. 4. Симетричні вітки розділені точкою, що відповідає положенню центроїд, коли вершини зубів збігаються, причому цифрами позначені криві для наступних значень кута ψ : 1 – $\psi=90^\circ$, 2 – $\psi=121,5^\circ$, 3 – $\psi=180^\circ$.

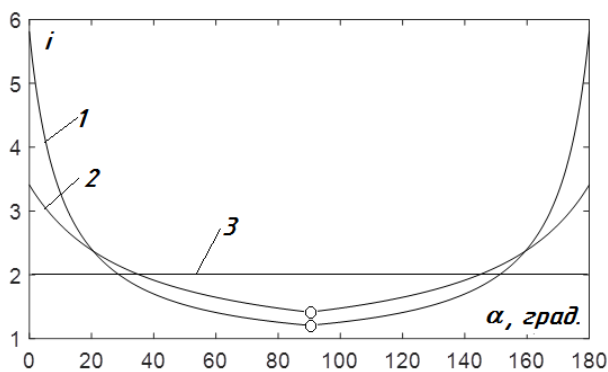


Рис. 17. Графік залежності $i=i(\alpha)$, побудований для центроїд, зображених на рис. 4.

Fig. 17. The graph of the dependence $i=i(\alpha)$, constructed for the centroids shown in Fig. 4.

Аналогічні графіки передавальної функції $i=i(\alpha)$ побудовано на рис. 18 для центроїд, зображених на рис. 12 (крива 1), рис. 13 (крива 2). Цим кривим відповідає кут $\psi=90^\circ$ і $\psi=120^\circ$ відповідно. При $\psi=180^\circ$ передавальна функція перетворюється у стале число (крива 3).

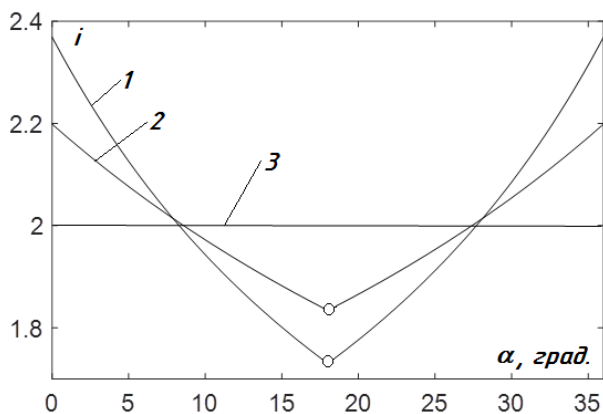


Рис. 18. Графік залежності $i=i(\alpha)$, побудований для центроїд, зображених на рис. 12.

Fig. 18. The graph of the dependence $i=i(\alpha)$, constructed for the centroids shown in Fig. 12.

Отже, по мірі наближення центроїд до кіл передавальна функція прямує до сталого значення. Це

значення можна знайти із відношення зубів центроїд, яке можна вважати усередненим. Представлені графіки відображають передавальну функцію при повному обкочуванні однієї пари зубів центроїд. За один повний оберт першої центроїди графік періодично повторюватиметься n раз. Чим більше зубів мають центроїди, тим менше відхилення максимальних і мінімальних значень передавального числа від усередненого. Для центроїд, утворених неперервною кривою, передавальна функція теж є неперервною. У нас центроїди утворені дугами логарифмічної спіралі, відповідно і передавальна функція є складеною.

Для знаходження кутової швидкості ω обертання першої центроїди потрібно знайти похідну кута повороту α по часу t : $\omega=d\alpha/dt$. Аналогічно знаходимо кутову швидкість обертання другої центроїди: $\omega_1=d\phi/dt=d\phi/d\alpha \cdot d\alpha/dt=d\phi/d\alpha \cdot \omega=\phi'\omega$. Передавальну функцію можна знайти також, як відношення кутових швидкостей: $i=\omega_1/\omega=\phi'$. Таким чином, передавальну функцію можна знайти диференціюванням залежності $\phi=\phi(\alpha)$ по змінній α . І справді, похідна функції (7) точно збігається із залежністю (26), а похідна функції (25) – із залежністю (27). Перша залежність описує передавальну функцію при обкочуванні однієї сторони зубів, а друга – при обкочуванні симетричних сторін зубів.

Висновки

1. Теоретично показано, що центроїди із дуг логарифмічної спіралі можуть виконувати функції внутрішнього зубчатого зачеплення. При цьому повністю відсутнє ковзання зубів в зоні їх контакту, що не призводить до виникнення тертя і зносу поверхонь. Недоліком такої передачі є змінне передавальне число яке описується залежністю у функції кута повороту однієї із центроїд.

2. Для побудови центроїд розроблено два способи, які ґрунтуються на знаходженні дуг логарифмічної спіралі. Ці дуги є профілем зубів центроїд, що перебувають у зачепленні. Для побудови центроїд вихідними даними є кут при вершині зубів та їх число для обох центроїд.

3. Співвідношення зубів центроїд може бути різним за умови, що кількість зубів однієї центроїди повинна бути менша від кількості зубів другої центроїди. Якщо кількість зубів однакова, центроїди стають конгруентними і внутрішнє кочення стає неможливим.

Список літератури

1. Вікіпедія. Режим доступу: https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%95%D0%B2%D0%BE%D0%BB%D1%8C%D0%B2%D0%B5%D0%BD%D1%82%D0%BD%D0%B5_%D0%B7%D0%B0%D1%87%D0%B5%D0%BF%D0%BB%D0%B5%D0%BD%D0%BD%D1%8F.
2. Тищенко О. Ф. Зубчатые передачи часовых механизмов. Москва. Машгиз, 1963. 212 с.
3. Литвин Ф. Л. Некруглые зубчатые колеса. Москва. Машгиз, 1956. 312 с.

4. Кресан Т. А., Пилипака С. Ф., Грищенко І. Ю., Бабка В. М., Кремець Я. С. Траєкторії точок плоскої фігури, криволінійний контур якої котиться без ковзання по прямій лінії. Прикладні питання математичного моделювання. 2020. Т. 3. Вип. 1. С. 87-96. Режим доступу: <http://212.111.209.17/index.php/aqmm/article/viewFile/518/pdf>.

5. Табацков В. П., Бойко А. П. Визначення рівняння центроїд за заданим наперед законом руху. Вісник аграрної науки Причорномор'я. 2005. Вип. 4. С. 194-198. Режим доступу: [http://base.dnsgb.com.ua/files/journal/Visnyk-agrarnoi-nauky-Prychornomorja/VANP2005/VANP2005-4\(32\)/Visnik_2005-4\(32\)_194-198.pdf](http://base.dnsgb.com.ua/files/journal/Visnyk-agrarnoi-nauky-Prychornomorja/VANP2005/VANP2005-4(32)/Visnik_2005-4(32)_194-198.pdf).

6. Кресан Т. А., Пилипака С. Ф., Грищенко І. Ю., Бабка В. М. Окремий випадок конгруентних центроїд некруглих коліс, утворених дугами логарифмічної спіралі. Прикладна геометрія та інженерна графіка. 2020. Вип. 98. С. 84-93.

7. Laczik B. Design and manufacturing of non-circular gears by giventransfer function. 2020. <http://www.hexagon.de/pdf/noncgear.pdf>.

8. Mundo D., Danneli G. A. Use of non-circular gears in pressing machine driving systems. 2020. <http://www.wseas.us/e-library/conferences/udine2004/papers/483-172.pdf>.

9. Коврегін В. В., Маловик І. В. Аналітичний опис центроїд некруглих зубчатих коліс. Прикладна геометрія та інженерна графіка. 2011. Т. 49. Вип. 4. С. 125-129.

10. Легета Я. П. Опис та побудова спряжених центроїд некруглих зубчастих коліс. Сучасні проблеми моделювання. 2014. Вип. 3. С. 87-92.

11. Легета Я. П., Шоман О. В. Геометричне моделювання центроїд некруглих зубчастих коліс за передавальною функцією. Геометричне моделювання та інформаційні технології. 2016. № 2. С. 59-63.

12. Pylypaka S. F., Nesvidomin V. M., Klendii M. B., Rogovskii I. L., Kresan T. A., Trokhaniak V. I. Conveyance of a particle by a vertical screw, which is limited by a coaxial fixed cylinder. Bulletin of the Karaganda University – Mathematics. 2019. Vol. 95. Issue 3. P. 108-118. doi 10.31489/2019M2/108-119.

13. Kresan T., Pylypaka S., Ruzhylo Z., Rogovskii I., Trokhaniak O. External rolling of a polygon on a closed curvilinear profile. Acta Polytechnica. 2020. Vol. 60, no 4, P. 313-317. <https://doi.org/10.14311/AP.2020.60.0313>.

References

1. Wikipedia. Access mode: https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%95%D0%B2%D0%BE%D0%BB%D1%8C%D0%B2%D0%B5%D0%BD%D1%82%D0%BD%D0%B5_%D0%B7%D0%B0%D1%87%D0%B5%D0%BF%D0%BB%D0%B5%D0%BD%D0%BD%D1%8F.

2. Tishchenko O. F. (1963). Gears of watch mechanisms. Moscow. Mashgiz. 212.

3. Litvin F. L. (1956). Non-circular gears. Moscow: Mashgiz. 312.

4. Kresan T. A., Pylypaka S. F., Grishchenko I. Yu., Babka V. M., Kremets Ya. S. (2020). The trajectories of

the points of a flat figure, the curvilinear contour of which rolls without sliding in a straight line. Applied questions of mathematical modeling. 3(1). 87-96. Access mode: <http://212.111.209.17/index.php/aqmm/article/viewFile/518/pdf>.

5. Tabatskov V. P., Boyko A. P. (2005). Determination of the centroid equation by a predetermined law of motion. Bulletin of Agrarian Science of the Black Sea Region. 4. 194-198. Access mode: [http://base.dnsgb.com.ua/files/journal/Visnyk-agrarnoi-nauky-Prychornomorja/VANP2005/VANP2005-4\(32\)/Visnik_2005-4\(32\)_194-198.pdf](http://base.dnsgb.com.ua/files/journal/Visnyk-agrarnoi-nauky-Prychornomorja/VANP2005/VANP2005-4(32)/Visnik_2005-4(32)_194-198.pdf).

6. Kresan T. A., Pylypaka S. F., Grishchenko I. Yu., Babka V. M. (2020). A special case of congruent centroids of non-circular wheels formed by arcs of a logarithmic spiral. Applied geometry and engineering graphics. 98. 84-93.

7. Laczik B. (2020). Design and manufacturing of non-circular gears by giventransfer function. Access mode: <http://www.hexagon.de/pdf/noncgear.pdf>.

8. Mundo D., Danneli G. A. (2020). Use of non-circular gears in pressing machine driving systems. Access mode: <http://www.wseas.us/library/conferences/udine2004/papers/483-172.pdf>.

9. Kovregin V. V., Malovik I. V. (2011). Analytical description of the centroid of non-circular gears. Applied geometry and engineering graphics. 49(4). 125-129.

10. Legeta Ya. P. (2014). Description and construction of conjugate centroids of non-circular gears. Modern modeling problems. 3. 87-92.

11. Legeta Ya. P., Shoman O. V. (2016). Geometric modeling of the centroid of non-circular gears by transfer function. Geometric modeling and information technology. 2. 59-63.

12. Pylypaka S. F., Nesvidomin V. M., Klendii M. B., Rogovskii I. L., Kresan T. A., Trokhaniak V. I. (2019). Conveyance of a particle by a vertical screw, which is limited by a coaxial fixed cylinder. Bulletin of the Karaganda University – Mathematics. 95(3). 108-118. doi 10.31489/2019M2/108-119.

13. Kresan T., Pylypaka S., Ruzhylo Z., Rogovskii I., Trokhaniak O. (2020). External rolling of a polygon on a closed curvilinear profile. Acta Polytechnica. 60(4). 313-317. <https://doi.org/10.14311/AP.2020.60.0313>.

ВНУТРЕННЕЕ КАЧЕНИЕ НЕКРУГЛЫХ ЦЕНТРОИД, ОБРАЗОВАННЫХ ИЗ ДУГ ЛОГАРИФМИЧЕСКОЙ СПИРАЛИ

Т. А. Кресан, С. Ф. Пилипака

Аннотация. В статье рассмотрено внутреннее качение плоских центроид одна по другой с одновременным вращением вокруг неподвижных центров. Характерной особенностью рассматриваемых центроид является то, что профиль каждой из них образован последовательным соединением одинаковых дуг одной и той же логарифмической спирали. Он подобен профилю зубчатого колеса. Как и в зубчатых зацеплениях, такие центроиды могут передавать вращательное движение. В отличие от зубчатых колес передача вращательного движения происходит без скольжения дуг в зоне контакта. Это происходит благодаря тому, что длины дуг профилей зубьев равны.

В классических зубчатых зацеплениях применяется эвольвентный профиль, который в свое время предложил Л. Эйлер. Зубчатые передачи с таким профилем являются наиболее распространенными. Известны и другие профили, например, в передаче Новикова, в которых профилем зуба есть окружность или кривая, близкая к окружности. При работе указанных зацеплений возникает скольжение в точке контакта зубьев, причем в зацеплении Новикова оно меньше, чем в зацеплении с эвольвентным профилем. В этих и других зубчатых передачах на обоих колесах существуют окружности, которые перекатываются друг по другу без скольжения. Они называются центроидами или делительными окружностями, диаметры которых являются основой для расчета всех геометрических элементов зубчатого зацепления. Соответственно и в нашем случае центроиды могут служить основой для проектирования зубчатого зацепления с эвольвентным или иным профилем зуба. В статье показано, что такие центроиды могут быть образованы с заданным числом зубьев в виде зубчатого колеса, так что они также могут выполнять роль зубчатой передачи. Главным преимуществом такой передачи является полное отсутствие скольжения, что исключает трение поверхностей в зоне контакта и их износ. Недостатком является то, что передаточное отношение при этом не является постоянным, оно периодически меняется. Однако для некоторых случаев это не влияет существенно на работу механизмов (например, часовых или счетных устройств).

Осуществлено математическое описание профилей центроид. Показана возможность построения центроид с произвольным допустимым количеством зубьев на каждой из них. Межосевое расстояние зависит от количества зубьев на каждой центроиде и величины угла при вершине зуба. При одинаковом количестве зубьев на обеих центроидах они совпадают. Построены пары центроид, а также показано их промежуточные положения при повороте одной из них на заданный угол. Угол поворота второй центроиды определяется аналитически и является функцией угла поворота первой центроиды.

Ключевые слова: логарифмическая спираль, центроиды, внутреннее качения, длина дуги, межцентровое расстояние.

In classical gears, an involute profile is used, which was once proposed by L. Euler. Gears with this profile are the most common. There are other profiles, for example, in Novikov's transmission, in which the tooth profile is a circle or a curve close to the circle. During the operation of these gears there is slippage at the point of contact of the teeth, and in Novikov gearing it is less than in gears with involute profile. In these and other gears on both wheels there are circles that roll one by one without slipping. They are called centroids or dividing circles, the diameters of which are the basis for calculating all the geometric elements of the gear. Accordingly, in our case, the centroids can serve as a basis for the design of gearing with an involute or other tooth profile. The article shows that such centroids can be formed with a given number of teeth in the form of a gear, so they can also act as a gear. The main advantage of this transmission is the complete absence of sliding, which does not lead to friction of surfaces in the contact zone and their wear. The disadvantage is that the gear ratio is not constant, it changes periodically. However, for some cases, this does not significantly affect the operation of mechanisms (clocks or counting devices).

A mathematical description of centroid profiles is performed. The possibility of constructing a centroid with an arbitrary number of teeth on each of them is shown. The wheelbase depends on the number of teeth on each centroid and the angle at the top of the tooth. With the same number of teeth on both centroids, they coincide. A pair of centroids is constructed, and their intermediate positions are shown when one of them is rotated by a given angle. The angle of rotation of the second centroid is determined analytically and is a function of the angle of rotation of the first centroid.

Key words: logarithmic spiral, centroids, internal rolling, arc length, center-to-center distance.

T. A. Kresan ORCID 0000-0002-8280-9502.

C. F. Pylypaka ORCID 0000-0002-1496-4615.

INTERNAL ROLLING OF NON-CIRCULAR CENTROIDS FORMED FROM THE ARCS OF LOGARITHMIC SPIRAL

T. A. Kresan, S. F. Pylypaka

Abstract. The article considers the internal rolling of flat centroids one by one with simultaneous rotation about fixed centers. A characteristic feature of the considered centroids is that the profile of each of them is formed by a series connection of identical arcs of the same logarithmic spiral. It is similar to the profile of a gear wheel. As in gears, such centroids can transmit rotational motion. Unlike gears, the transmission of rotational motion occurs without sliding arcs in the contact zone. This is due to the fact that the lengths of the arcs of the tooth profiles are equal.

УДК 621.891.631.31

ВПЛИВ РЕЖИМІВ ПРЕСУВАННЯ НА ФІЗИКО-МЕХАНІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ АНТИФРИКЦІЙНИХ ПОЛІМЕРНИХ ПОКРИТТІВ

Р. М. Остапенко

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття зі спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція автора: romaostapenko1504@gmail.com.

Історія статті: отримано – листопад 2020, акцептовано – грудень 2020.

Бібл. 9, рис. 6, табл. 2.

Анотація. В статті зроблений аналіз впливу режимів отвердіння на фізико-механічні властивості полімерних композицій. Представлена методика досліджень. Об'єктом дослідження була: композиція на основі фенолоформальдегідної смоли модифікована антифрикційними наповнювачами (патент на корисну модель № 136085 «Полімерна антифрикційна композиція»).

Основою дослідження було вивчення фізико-механічних, технологічних і експлуатаційних властивостей полімерних покриттів, отриманих методом прямого компресійного пресування. Дослідження адгезійної міцності проводились методом відриву двох циліндричних зразків, з'єднаних полімером встик, а також відриву конусних штифтів від покриття. Для вивчення адгезійної міцності була виготовлена спеціальна оснастка.

Вивчено вплив технологічних параметрів пресування на адгезійну міцність полімерних покриттів. Експериментальне дослідження проводили у відповідності з матрицею планування по плану Бокса-Бенкіна. Параметрами оптимізації були: адгезійна міцність покриття з основою, твердість, межа міцності при стиску, щільність.

Так, при різних параметрах пресування міцність зчеплення змінюється з 4 до 18,4 МПа, твердість із 74 до 188 МПа, руйнівне напруження на стиск з 46,1 до 131,2 МПа, щільність з 1544 до 1694 кг/м³.

Визначені оптимальні режими пресування: час витримки під тиском-0,8 хв/мм, тиск – 54-75 МПа, температура пресформи 438-463 К.

Ключові слова: полімерна композиція, покриття, відновлення деталей, адгезія, температура, тиск, твердість.

Постановка проблеми

Адгезійна міцність полімерного покриття з металевою основою є одним з головних факторів, що визначає працездатність відновлених деталей сільськогосподарської техніки. Недостатня адгезійна міцність системи полімер-метал обмежує застосування покриттів для відновлення деталей. Технологічні

фактори пресування (тиск, температура, час витримки під тиском) відіграють вирішальну роль у зміні фізико-механічних властивостей полімерних покриттів. Однак в літературі практично відсутні дослідження по вибору технологічних параметрів нанесення антифрикційних покриттів на основі термореактивних смол. На міцність зчеплення композиційного покриття з металом значно впливають: режими термообробки; фізична природа матеріалу основи; хімічна активність поверхонь; їхня мікрогеометрія; ступінь очищення від забруднень; товщина полімерного покриття та ін., що вимагають ретельного вивчення.

При отриманні високоякісних покриттів основними параметрами пресування є: температура нагріву пресформи, при якій формується покриття; тиск пресування і тривалість витримки деталі в пресформі. Фізико-механічні властивості покриттів із термореактивних композицій, залежать від підбору оптимальних режимів пресування.

Аналіз останніх досліджень

Для кожної композиції є оптимальна температура пресування, яку визначають дослідним шляхом.

А. Е. Вардомська і А. Д. Соколов [1] вивчали вплив режимів отвердіння (в інтервалі температур 423...463К) на фізико-механічні властивості скловолокнитів ДСВ і АГ-4В при зміні часу витримки в пресформі. Найкращі міцнісні властивості виробів отримані при температурі формування 423-443К. Використання температури формування 453-463К рекомендується при виготовленні дрібних деталей з використанням попереднього нагріву матеріалу. При підвищенні температури пресування прискорюється отвердіння реактопластів, і відповідно, зменшується час витримки деталей в пресформі. З підвищенням температури пресування до визначеної межі покращуються фізико-механічні властивості, однак при цьому зменшується тривалість пластично-в'язкого стану матеріалу. Так, за даними А. Д. Соколова [2] при температурі вище 463К якість поверхні виробів погіршується, з'являються пори, збільшується усадка.

В. А. Брагинский [3] також стверджує, що із зростанням температури пресформи збільшується абсолютне значення й анізотропія усадки. При збільшенні часу витримки, підвищенні температури [3], підвищенні тиску понад 50 МПа, зростає пористість матеріалу через інтенсивність виділення летучих, так як поверхневі шари прескомпозиції твердіють раніше, ніж через них встигають виділитися пари води. Внаслідок цього частина парів залишається в покритті і в ньому виникають внутрішні напруження. В результаті при розкритті пресформи відбувається розрив чи руйнування покриття, або утворення на його поверхні тріщин.

Пресувати при понижений температурі також недоцільно, так як чим нижче температура, тим більш тривалою повинна бути витримка і фізико-механічні властивості покриттів при цьому погіршуються.

В роботах А. С. Гуляєва, В. Г. Дедюхина, В. П. Ставрова [4, 5] встановлено, що міцність склопластику АГ-4В майже не змінюється в інтервалі тисків від 10 до 100 МПа, а по даним І. Я. Страуме [6] оптимальні механічні властивості АГ-4В спостерігаються при зміні тиску в межах від 10 до 40 МПа. Таким чином, при формуванні полімерних покриттів вибір питомого тиску вимагає додаткових досліджень. Введення наповнювачів також значно впливає на кінетику отвердіння.

З приведенного вище огляду видно, що питання впливу технологічних факторів на фізико-механічні властивості покриттів вивчені недостатньо, при цьому, вони стосуються переважно конструкційних деталей і виробів. Такі фактори, як температура, тиск пресування і час витримки в пресформі композиції домінують при відновленні зношених деталей заглиблювальних насосів, зокрема радіальних підшипників ковзання, та підпятників.

Аналізуючи літературні дані про дослідження фізико-механічних властивостей, можна припустити наявність зв'язку між адгезійною міцністю і щільністю, щільністю і твердістю, твердістю і межею міцності при стисканні.

Так, в роботі З. Я. Абашина [7] встановлений взаємозв'язок між щільністю і твердістю матеріалу АМС-1 з коефіцієнтом кореляції 0,966.

В роботі М. В. Біленького [8] встановлена залежність коефіцієнту тертя антифрикційних матеріалів (графітованого текстоліту, фенілону, капролону, карбопластику КСГ) від фізико-механічних властивостей: твердості; межі міцності при розриві $\sigma_{p.з.}$; межі міцності при стиску σ_c ; межі міцності при зрізі $\sigma_{зр.}$; ударної в'язкості a_n .

Таким чином, фізико-механічні властивості, отримані при різних технологічних параметрах пресування дають, можливість в деякому наближенні судити про антифрикційні властивості композиційних покриттів.

Мета досліджень

Мета дослідження полягає у встановленні впливу режимів пресування на фізико-механічні властивості антифрикційних полімерних покриттів.

Результати досліджень

Об'єктом дослідження була: композиція на основі фенолоформальдегідної смоли модифікована антифрикційними наповнювачами. [9]. Основою дослідження було вивчення фізико-механічних, технологічних і експлуатаційних властивостей полімерних покриттів, отриманих методом прямого компресійного пресування.

Дослідження адгезійної міцності проводились методом відриву двох циліндричних зразків, з'єднаних полімером встик (рис. 1), і відриву конусних штифтів від полімерного покриття (рис. 2). Для циліндричних зразків була виготовлена спеціальна пресформа. В якості матриці була взята обойма плунжерної пари 1 діаметром 9 мм, пуансоном був зразок 2. Обігрів пресформи здійснювався нагрівальною спіраллю 3 і регулювався за допомогою ЛАТР-а 4. Температуру контролювали термopарою 5 і реєстрували мілівольтамперметром 9 (М2007). Тиск через шліфовану плиту 6 створювали гідроциліндром 7, при цьому використовували звичайний домкрат. Величину тиску вимірювали зразковим динамометром (1тс) за допомогою індикатора годинникового типу 8.

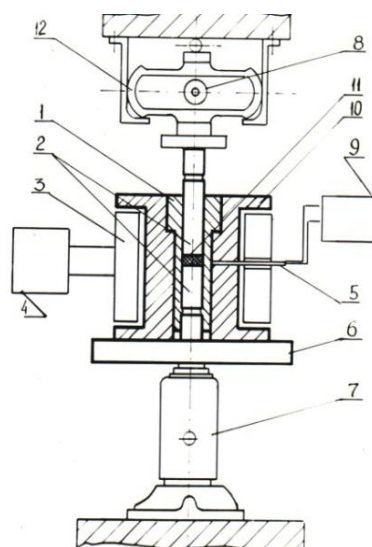


Рис. 1. Схема пресформи для нанесення полімерних покриттів на циліндричні зразки: 1 – обойма; 2 – зразки; 3 – нагрівальна спіраль; 4 – ЛАТР; 5 – термopара; 6 – плита; 7 – гідроциліндр; 8 – індикатор; 9 – мілівольтметр; 10 – матриця; 11 – полімерне покриття; 12 – зразковий динамометр.

Fig. 1. Scheme of a mold for applying polymer coatings on cylindrical samples.

Зразки для дослідження адгезійної міцності виготовляли із ст. 45 діаметром 9 мм і довжиною 35 мм. Торці зразків 2 шліфували в призмі до шорсткості $Rz32$ мкм. Перед нанесенням покриттів торці дотичних поверхонь знежирювали ацетоном. Пресматеріал перед нанесенням покриттів просували при температурі 333К протягом 0,5 годин, а зразки 2 нагрівали до температури 423К.

У якості антиадгезійного мастила для пресформи застосовували кремній-органічні рідини, які утворювали на стінках пресформи тонку плівку, що

дозволяло легко витягувати з пресформи деталі і забезпечувати гладку і рівну поверхню нанесеного покриття, а також зводити до мінімуму порушення адгезійних зв'язків між покриттям і основою.

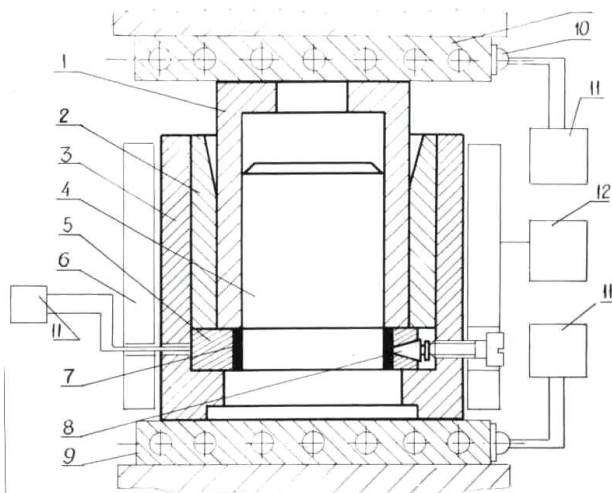


Рис. 2. Схема пресформи для нанесення полімерних покриттів на конічні зразки (штифти): 1 – пуансон; 2 – втулка; 3 – матриця; 4 – знак; 5 – зразок; 6 – нагрівач; 7 – полімерне покриття; 8 – конусний штифт; 9 – нагрівальна плита; 10 – термопара; 11 – міліамперметр; 12 – латр.

Fig. 2. Scheme of the mold for applying polymer coatings on conical samples (pins).

Зусилля відриву конусних штифтів і циліндричних зразків від покриття визначали на розривній машині МР-05, використовуючи при цьому спеціально виготовлені пристосування (рис. 3 і 4). Стабільність нагрівання зразків перед покриттям, забезпечували однаковими температурними умовами (швидкість нагрівання – 4...6 К/хв, витримка при необхідній температурі – 10...15 хв.).

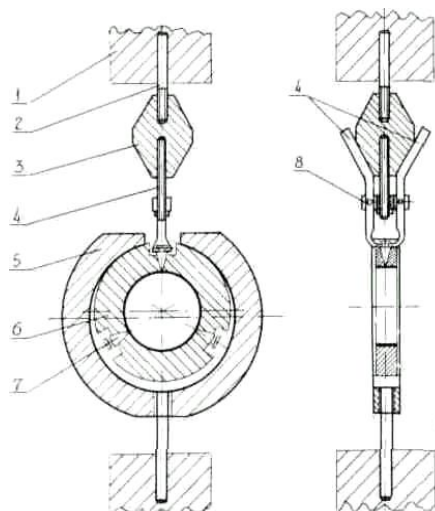


Рис. 3. Схема пристрою для визначення адгезійної міцності покриттів методом відриву конусних штифтів: 1 – затискач; 2 – державка; 3 – конус; 4 – захват; 5 – обойма; 6 – зразок; 7 – штифт; 8 – планка.

Fig. 3. Scheme of a device for determining the adhesive strength of coatings by the method of separation of conical pins.

Твердість визначали на твердомірі моделі МКВ-1, по глибині вдавнення кульки діаметром 5 мм при навантаженні 50 кг. Щільність визначали шляхом обмірювання відпресованого зразка мікрометром МК-25, і зважуванням на вагах марки ВЛР-200 з точністю 0,1 мг.

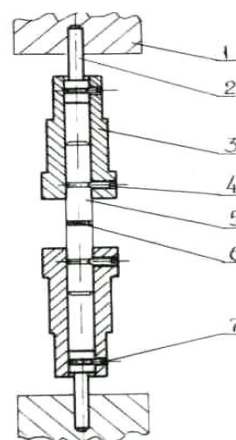


Рис. 4. Схема пристрою для визначення адгезійної міцності покриттів, з'єднаних встик: 1 – затискач; 2 – державка; 3 – обойма; 4 – гвинт; 5 – зразок; 6 – покриття; 7 – фіксатор.

Fig. 4. Diagram of a device for determining the adhesive strength of butt-coated coatings.

Дослідження проводили при наступних режимах: тиск пресування 10...90 МПа, температура пресформи 403...463 К, час витримки під тиском 0,5...1,5 хв/мм перетину.

Дослідження адгезійної міцності полімерних покриттів з металевою основою із запропонованої композиції [9] проводили в два етапи. На першому етапі на основі аналізу літературних даних були обрані рівні варіювання технологічних факторів пресування. На другому етапі за допомогою планування експерименту визначені оптимальні технологічні параметри пресування, що забезпечують максимальну адгезійну міцність металополімерних з'єднань.

При отриманні високоякісних покриттів основними параметрами пресування є: температура нагріву пресформи, при якій формується покриття, тиск пресування і тривалість витримки деталі в пресформі. Фізико-механічні властивості покриттів із термореактивних композицій, залежать від підбору оптимальних режимів пресування.

Виходячи з аналізу літературних даних для досліджень були обрані наступні рівні варіювання технологічних факторів пресування (табл. 1).

Експериментальне дослідження проводили у відповідності з матрицею планування (табл. 2) по плану Бокса-Бенкіна. Параметрами оптимізації служили: адгезійна міцність покриття з основою (U_1), твердість (U_2), межа міцності при стиску (U_3), щільність (U_4).

В результаті математичної обробки експериментальних даних і регресійного аналізу отримані моделі, що адекватно описують поверхню відгуку:

$$Y_1 = 17,5 + 3,05X_1 + 1,25X_2 + 3,8X_3 - 3,7X_1^2 - 1,5X_2^2 - 4,4X_3^2 + 2,3X_1X_3 \quad (1)$$

$$Y_2 = 165 + 10X_1 + 12X_2 + 34X_3 - 12X_2^2 - 43X_3^2 + 19,3X_1X_3 \quad (2)$$

$$Y_3 = 124,8 + 7,8X_1 + 12,2X_2 + 30,2X_3 - 12,8X_1^2 - 6,8X_2^2 - 28,2X_3^2 + 13,5X_1X_3 \quad (3)$$

$$Y_4 = 1686 + 15,4X_1 + 20,9X_2 + 40,5X_3 - 21X_1^2 - 14X_2^2 - 62,5X_3^2 + 43,2X_1X_3 \quad (4)$$

Таблиця 1. Уровні варіювання факторів.**Table 1.** Levels of variation of factors.

Значення фактора	Кодове значення рівнів		
	-1	0	+1
X_1 – тиск пресування	10	50	90
X_2 – час витримки, хв/мм	0,5	1	1,5
X_3 – температура пресформи, К	403	433	463

Таблиця 2. Матриця планування і результати експериментів по визначенню адгезійної міцності (Y_1), твердості (Y_2), межі міцності при стиску (Y_3), щільності (Y_4).

Table 2. The planning matrix and the results of experiments to determine the adhesive strength (U_1), hardness (U_2), compressive strength (U_3), density (U_4).

№ досліду	X_1	X_2	X_3	Y_1	Y_2	Y_3	Y_4
1	+1	+1	0	16,0	188,0	131,2	1694
2	+1	-1	0	13,6	139,0	85,2	1632
3	-1	+1	0	9,6	152,0	119,5	1679
4	-1	-1	0	10,4	139,0	82,0	1595
5	+1	0	+1	18,4	188,0	130,5	1694
6	+1	0	-1	8,0	80,0	59,4	1545
7	-1	0	+1	6,4	128,0	79,7	1562
8	-1	0	-1	5,2	97,0	62,5	1606
9	0	+1	+1	17,6	160,0	129,7	1679
10	0	+1	-1	10,0	86,0	55,5	1552
11	0	-1	+1	15,2	133,0	125,0	1666
12	0	-1	-1	4,0	74,0	46,1	1544
13	0	0	0	16,9	160,0	124,2	1687
14	0	0	0	17,6	168,0	127,4	1690
15	0	0	0	18,0	168,0	122,8	1680
				151,3	1732,0	1230,5	21135,0

Аналіз коефіцієнтів регресії рівнянь (1 – 4) показав, що найбільший вплив на адгезійну міцність і фізико-механічні властивості покриттів робить температура пресформи. Великий значимий зв'язок має парна взаємодія температури і тиску пресування (X_1 , X_3). Ріст тиску еквівалентний збільшенню температури. При негативному значенні одного з факторів (X_1 або X_3) різко знижуються адгезійні і фізико-механічні властивості покриттів.

Адгезійна міцність є одним з головних факторів, що визначає надійність роботи нанесеного покриття. Аналіз результатів дослідження адгезійної міцності (Y_1) показав, що в залежності від технологічних факторів пресування вона коливається в великих межах: від 4 до 18,4 МПа. Вплив кожного фактора що досліджується окремо на функцію відгуку визначали з рівняння (1), значення інших факторів приймали рівними: -1, 0, +1.

Рівняння (1) при цьому здобуває вид:
при $X_1=0$

$$Y_1 = 17,5 + 1,25X_2 + 3,8X_3 - 1,5X_2^2 - 4,4X_3^2 \quad (5)$$

$X_1=+1$

$$Y_1 = 16,85 + 1,25X_2 + 6,1X_3 - 1,5X_2^2 - 4,4X_3^2 \quad (6)$$

$X_1=-1$

$$Y_1 = 10,75 + 1,25X_2 + 1,5X_3 - 1,5X_2^2 - 4,4X_3^2 \quad (7)$$

$$X_2=0 \quad Y_1 = 17,5 + 3,05X_2 + 3,8X_3 - 3,7X_1^2 - 4,4X_3^2 + 2,3X_1X_3 \quad (8)$$

$$X_2=+1 \quad Y_1 = 17,2 + 3,05X_1 + 3,8X_3 - 3,7X_1^2 - 4,4X_3^2 + 2,3X_1X_3 \quad (9)$$

$$X_2=-1 \quad Y_1 = 14,7 + 3,05X_1 + 3,8X_3 - 3,7X_1^2 - 4,4X_3^2 + 2,3X_1X_3 \quad (10)$$

$$X_3=0 \quad Y_1 = 17,5 + 3,05X_1 + 1,25X_2 - 3,7X_1^2 - 1,5X_2^2 \quad (11)$$

$$X_3=+1 \quad Y_1 = 16,9 + 5,85X_1 + 1,25X_2 - 3,7X_1^2 - 1,5X_2^2 \quad (12)$$

$$X_3=-1 \quad Y_1 = 9,3 + 0,75X_1 + 1,25X_2 - 3,7X_1^2 - 1,5X_2^2 \quad (13)$$

Задаючись визначеним значенням рівня відгуку (Y_1), визначали значення аргументів, що забезпечують заданий рівень, і будували графіки поверхонь рівного відгуку, які представлені на рис. 5.

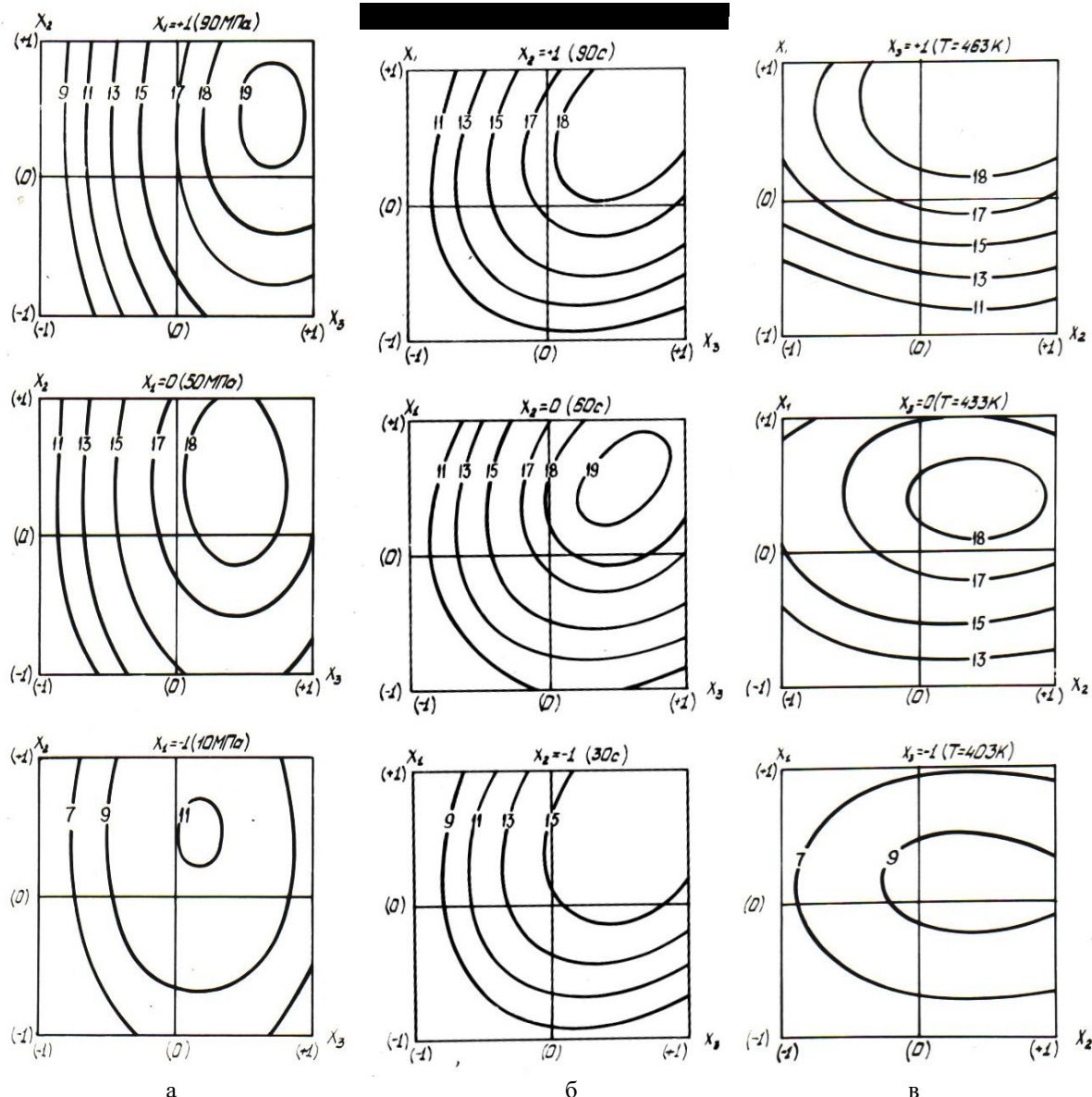


Рис. 5. Уровні значення адгезійної міцності: а) при $X_1=90$ МПа; $X_1=50$ МПа; $X_1=10$ МПа; б) при $X_2=1,5$ хв/мм; $X_2=1,0$ хв/мм; $X_2=0,5$ хв/мм; в) при $X_3=463$ К; $X_3=433$ К; $X_3=403$ К.

Fig. 5. Level values of adhesive strength.

Аналіз моделей показав, що температура і тиск пресування є вирішальними факторами для одержання високих значень адгезійної міцності. При максимальних значеннях $X_1=+1$, $X_2=+1$, $X_3=+1$ не спостерігається її значне збільшення в порівнянні зі значеннями $X_1=0$, $X_2=0$, $X_3=0$. Так, адгезійну міцність в межах 18...19 МПа можна одержати в наступному діапазоні технологічних факторів: $X_1=-0,1...+1$ (46... 90 МПа), $X_2=-0,4...+1$ (0,8...1,5 хв/мм), $X_3=0...+1$ (433...463 К). При $X_1=-1$ (10 МПа) і $X_3=-1$ (403 К) адгезійна міцність покриттів з основою має низькі значення і знаходиться в межах 7...11 МПа.

Враховуючи те, що фактор часу відіграє істотну роль в продуктивності технологічного процесу при нанесенні покриттів, ми визначили (графічно) мінімальний час витримки (X_2), що забезпечує адгезійну міцність не нижче 18 МПа. Він склав $X_2=-0,4$ (0,8 хв/мм) (див. рис. 5 а, в).

Оптимальні значення температури і тиску пресування визначали при $X_2=-0,4$, досліджуючи при цьому параметри адгезійну міцність (Y_1), твердість (Y_2), межу міцності при стиску (Y_3), щільність (Y_4). Підставляючи $X_2=-0,4$ в отримані раніше рівняння одержимо:

$$Y_1 = 16,76 + 3,05X_1 + 3,8X_3 - 3,7X_1^2 - 4,4X_3^2 + 2,3X_1X_3 \quad (14)$$

$$Y_2 = 158,3 + 10X_1 + 34X_3 - 43X_3^2 + 19,3X_1X_3 \quad (15)$$

$$Y_3 = 122,1 + 7,81X_1 + 30,2X_3 - 12,8X_1^2 - 28,2X_3^2 + 13,5X_1X_3 \quad (16)$$

$$Y_4 = 1681,3 + 15,4X_1 + 40,5X_3 - 21,0X_1^2 - 62,5X_3^2 + 48,2X_1X_3 \quad (17)$$

Задаючись визначеними значеннями адгезійної міцності (18 МПа), твердості, межі міцності при стиску, щільності, будували графіки поверхонь рівного відгуку (рис. 6).

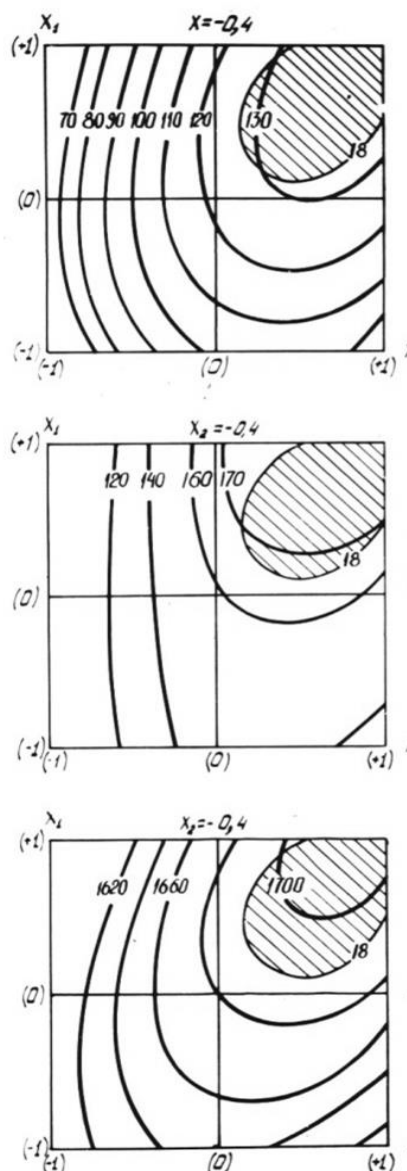


Рис. 6. Геометричний образ поверхонь рівного відгуку при оптимальному значенні $X_2 = -0,4$: а) адгезійна міцність – межа міцності при стисканні; б) адгезійна міцність – твердість; в) адгезійна міцність – щільність.

Fig. 6. Geometric image of surfaces of equal response at the optimal value $X_2 = -0.4$.

Висновки

Аналіз результатів досліджень дозволив зробити наступні висновки:

1. Технологічні параметри пресування значно впливають на міцність зчеплення і фізико-механічні властивості покриттів, при цьому міцність зчеплення змінюється з 4 до 18,4 МПа, твердість із 74 до 188 МПа, руйнівне напруження на стиск із 46,1 до 131,2 МПа, щільність з 1544 до 1694 кг/м³.

2. У зв'язку з тим, що фактор часу впливає на продуктивність технологічного процесу, мінімальний час витримки під тиском прийнятий 0,8 хв/мм перерізу, забезпечуючи максимальну адгезійну міцність у межах 17...18 МПа.

3. При міцності зчеплення 18 МПа фізико-механічні властивості знаходяться в межах: твердість 16,5...17 МПа, щільність 1690...1694 кг/м³, руйнівне напруження на стиск 125...130 МПа.

4. Пресування антифрикційних покриттів доцільно проводити при наступних режимах: а) час витримки під тиском – 0,8 хв/мм перерізу; б) тиск пресування – 54...75 МПа; в) температура пресформи – 438...463 К.

Список літератури

1. Zhi-ling Peng, Chun-gui Zhou. Research on modeling of nonlinear vibration isolation system based on Bouc-Wen model. *Defence Technology*. 2014. Vol. 10. P. 371-374.
2. Semenov M. E., Meleshenko P. A., Solovyov A. M., Semenov A. M. Hysteretic nonlinearity in inverted pendulum problem. *Springer Proceedings in Physics*. 2015. Vol. 168. P. 463-507.
3. Bernyk I., Nazarenko I., Luhovskyi O. Effect of rheological properties of materials on their treatment with ultrasonic cavitation. *Materials and technology*. 2018. Vol. 4 (52). P. 465-468.
4. Veklich A., Tmenova T., Zazimko O., Trach V., Lopatko K., Titova L., Boretskij V., Aftandiliants Y., Lopatko S., Rogovskiy I. Regulation of biological processes with complexions of metals produced by underwater spark discharge. 2020. *Springer Proceedings in Physics*. Book series Nanomaterials and Nanocomposites, Nanostructure Surfaces and Their Applications. Vol. 247. P. 283-306.
5. Nazarenko I., Dedov O., Bernyk I., Rogovskii I., Bondarenko A., Zapryvoda A., Titova L. Study of stability of modes and parameters of motion of vibrating machines for technological purpose. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. Vol. 6 (7-108). P. 71-79. doi: 10.15587/1729-4061.2020.217747.
6. Hrynkiv A., Rogovskii I., Aulin V., Lysenko S., Titova L., Zagurskiy O., Kolosok I. Development of a system for determining the informativeness of the diagnosing parameters of the cylinder-piston group of the diesel engines in operation. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. Vol. 3(105). P. 19-29.
7. Tmenova T., Valensi F., Veklich A., Cressault Y., Boretskij V., Lopatko K., Aftandilyant Y. Etude d'un arc impulsif immergé à l'aide de deux dispositifs expérimentaux. *Journal International de Technologie, de l'Innovation, de la Physique, de l'Energie et de l'Environnement*. 2017. Vol. 3. No 1. P. 2428-8500. doi: 10.18145/jitipee.v3i1.159.
8. Loveikin V., Romasevych Y., Shymko L., Ohienko M., Duczmal W., Potwora W., Titova L., Rogovskii I. *Agrotronics and optimal control of cranes and hoisting machines: monograph*. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 2020. 164 p.
9. Boretskij V. F., Veklich A. N., Tmenova T. A., Cressault Y., Valensi F., Lopatko K. G., Aftandilyants Y. G.

Plasma of underwater electric discharges with metal vapors. Problems of atomic science and technology. 2019. № 1. Series: Plasma Physics (25). P. 127-130.

References

1. Zhi-ling Peng, Chun-gui Zhou. (2014). Research on modeling of nonlinear vibration isolation system based on Bouc-Wen model. Defence Technology. 10. 371-374.
2. Semenov M. E., Meleshenko P. A., Solovyov A. M., Semenov A. M. (2015). Hysteretic nonlinearity in inverted pendulum problem. Springer Proceedings in Physics. 168. 463-507.
3. Berynk I., Nazarenko I., Luhovskyi O. (2018). Effect of rheological properties of materials on their treatment with ultrasonic cavitation. Materials and technology. 4 (52). 465-468.
4. Veklich A., Tmenova T., Zazimko O., Trach V., Lopatko K., Titova L., Boretskij V., Aftandilants Y., Lopatko S., Rogovskiy I. (2020). Regulation of biological processes with complexions of metals produced by underwater spark discharge. Springer Proceedings in Physics. Book series Nanomaterials and Nanocomposites, Nanostructure Surfaces and Their Applications. 247. 283-306.
5. Nazarenko I., Dedov O., Berynk I., Rogovskii I., Bondarenko A., Zapryvoda A., Titova L. (2020). Study of stability of modes and parameters of motion of vibrating machines for technological purpose. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 6 (7-108). 71-79. doi: 10.15587/1729-4061.2020.217747.
6. Hrynkiv A., Rogovskii I., Aulin V., Lysenko S., Titova L., Zagurskiy O., Kolosok I. (2020). Development of a system for determining the informativeness of the diagnosing parameters of the cylinder-piston group of the diesel engines in operation. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 3(105). 19-29.
7. Tmenova T., Valensi F., Veklich A., Cressault Y., Boretskij V., Lopatko K., Aftandilyant Y. (2017). Etude d'un arc impulsif immergé à l'aide de deux dispositifs expérimentaux. Journal International de Technologie, de l'Innovation, de la Physique, de l'Energie et de l'Environnement. 3(1). 2428-8500. doi: 10.18145/jitipee.v3i1.159.
8. Loveikin V., Romasevych Y., Shymko L., Ohienko M., Duczmal W., Potwora W., Titova L., Rogovskii I. (2020). Agrotechnics and optimal control of cranes and hoisting machines: monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 164.
9. Boretskij V. F., Veklich A. N., Tmenova T. A., Cressault Y., Valensi F., Lopatko K. G., Aftandilyants Y. G. (2019). Plasma of underwater electric discharges with metal vapors. Problems of atomic science and technology. 1. Series: Plasma Physics (25). 127-130.

ВЛИЯНИЕ РЕЖИМОВ ПРЕССОВАНИЯ НА ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА АНТИФРИКЦИОННЫХ ПОЛИМЕРНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Р. Н. Остапенко

Аннотация. В статье сделан анализ влияния режимов отверждения на физико-механические свойства полимерных композиций. Представлена методика исследований. Объектом исследования была композиция на основе фенолоформальдегидной смолы, модифицированная антифрикционными наполнителями (патент на полезную модель № 136085. «Полимерная антифрикционная композиция»).

Основой исследований было изучение физико-механических, технологических свойств полимерных покрытий, полученных методом прямого компрессионного прессования. Исследование адгезионной прочности проводилось методом отрыва двух цилиндрических образцов, соединенных полимером встык и отрыва конусных штифтов от покрытия. Для изучения адгезионной прочности была изготовлена специальная оснастка.

Изучено влияние технологических параметров прессования на адгезионную прочность полимерных покрытий. Экспериментальное исследование проводили в соответствии с матрицей планирования по плану Бокса-Бенкина. Параметрами оптимизации служили: адгезионная прочность покрытия с основой, твердость, предел прочности при сжатии, плотность.

Так, при разных параметрах прессования прочность сцепления изменяется с 4 до 18,4 МПа, твердость с 74 до 188 МПа, предел прочности на сжатие с 46,1 до 131,2 МПа, плотность с 1544 до 1694 кг/м³.

Определены оптимальные режимы прессования: время выдержки под давлением – 0,8 мин/мм, давление – 54-75 МПа, температура прессформы 438-463 К.

Ключевые слова: полимерная композиция, покрытие, восстановление деталей, адгезия, температура, давление, твердость.

EFFECT OF PRESSING MODES ON PHYSICAL AND MECHANICAL PROPERTIES OF ANTIFRICTION POLYMER MATERIALS

R. M. Ostapenko

Abstract. The article analyzes in detail the influence of curing modes on the physical and mechanical properties of polymer compositions. The research methodology is presented. The object of the study was: a composition based on phenol-formaldehyde resin modified with antifriction fillers (patent for a useful model No. 136085. "polymer antifriction composition").

The research was based on the study of the physical, mechanical, technological properties of polymer coatings obtained by the method of direct compression cutting. The study of adhesion strength was carried out by the method of normal pull-off of two cylindrical specimens connected butt and tapered pins. To study the adhesion strength, a special tooling was made.

The influence of technological parameters of pressing on the adhesive strength of polymer coatings has been studied. The experimental study was carried out in

accordance with the Box-Benkin planning matrix. The optimization parameters were: adhesion strength of the coating to the base, hardness, ultimate strength in compression, density.

Thus, with different pressing parameters, the adhesion strength changes from 4 to 18.4 MPa, the HB hardness from 74 to 188 MPa, the ultimate compressive strength from 46.1 to 131.2 MPa, and the density from 1544 to 1694 kg/m³. Pressing modes: holding time under pressure 0.8 min/mm, pressure 54-75 MPa, mold temperature 438-463 K.

Key words: polymer composition, coating, restoration of parts, adhesion, temperature, pressure, hardness.

P. M. Остапенко ORCID 0000-0002-5976-5871.

УДК 631.3:62-238.9:534.521

КОНЦЕПЦІЯ АНАЛІЗУ ЯВНО ЗАДАНОЇ ФУНКЦІЇ ВІБРАЦІЇ СИНХРОННИХ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

Я. М. Михайлович¹, А. М. Рубець²

¹Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

²Білоцерківський національний аграрний університет, Україна.

Стаття зі спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: yaroslav_m@ukr.net; a-rubets@ukr.net.

Історія статті: отримано – листопад 2020, акцептовано – грудень 2020.

Бібл. 15, рис. 6, табл. 0.

Анотація. В статті запропоновано точку зору щодо вивчення вібронавантажності синхронних різьбових з'єднань з аналізу запису вібрації в відносних одиницях. Виділено шість основних кроків, які можуть застосовуватися для «читання» вібрації різьбового з'єднання сільськогосподарської техніки.

На основі аналізу вібрації запропоновано концепцію аналізу вібраційної навантаженості синхронних різьбових з'єднань сільськогосподарської техніки.

Числовий аналіз вібрації різьбового з'єднання сільськогосподарської техніки дозволяє судити про навантаженість різьбового з'єднання поперечною вимушеною вібрацією за наступними параметрами: кількість частот відносно осей X та Y; розмах переміщень по осях X та Y; відношення сторін прямокутника вібрації; наявність та розміщення домінуючих купностей вібрації; замкнута чи не замкнута траєкторія, чи є вісь симетрії; напрямок зростання множини точок з часом на траєкторії.

Дослідження актуальні для використання у симулятивному моделюванні даного процесу з метою прогнозування наробітку різьбового з'єднання та планування профілактичних дій.

Ключові слова: сільськогосподарські машини, кріпильні деталі, додавання непаралельних коливань.

Постановка проблеми

Широке використання різьбових з'єднань в сучасній техніці [1] пролонгує актуальність питання розвитку методології забезпечення їх надійності. Дослідження, направлені на підвищення технічного ресурсу різьбових з'єднань, а саме дослідження щодо синхронних та не синхронних різьбових з'єднань, відсутні.

Використання різьбового з'єднання з моменту його винайдення і по теперішній час неодмінно супроводжувалось науковою підтримкою. Таким чином досягались поставлені цілі: з одного боку це максимум міцності та довговічності різьбових з'єднань, а з іншого – мінімум затрат на їх

виготовлення та використання при проведенні технічного обслуговування та ремонту машин. На теперішній час є сотні наукових робіт, що підтверджують науково-технічний інтерес до досліджень міцності, якості виготовлення та монтажу різьбових з'єднань. Розглянемо наступні/

Послаблення різьбового з'єднання консольно скріплених балок [1]. Вузол був підданий низькому синусоному навантаженню при 40 Гц для кожної із чотирьох відстаней від закріплення балки.

Величину динамічного навантаження змінювали з кроком $0,1 * 9,8 \text{ М/С}^2$ кожні 10 секунд до повного послаблення. Результати роботи зведені до наступних висновків:

- на величину наробітку до послаблення впливає відстань від місця закріплення балки;
- тертя між досліджуваними балками залежить від сили попереднього загвинчування і коефіцієнту тертя;
- з'єднання може витримувати навантаження в $15,7 * 9,8 \text{ М/С}^2$ при встановленні болта найближче до місця закріплення балки.

Аналіз останніх досліджень

Дослідження [2] показали, що найкращі антипослаблюючі характеристики має хімічний замок, потім самофіксувальна гайка і герметична гайка.

Сформовані наступні висновки:

- на антипослаблюючі властивості впливає не тільки матеріал болта, але і гайки та шайби;
- можливо через якісну обробку поверхні нержавіюча сталь показує кращий опір послабленню, ніж високоміцна та низьковуглецева сталі;
- герметичні та самофіксаційні з'єднання мають меншу здатність до послаблення, проте це знижується при повторних використаннях;
- пружинні та зубчасті шайби забезпечують значні антипослаблюючі властивості, проте пошкоджують поверхню;

- плоска та нейлонова шайби не забезпечують від послаблення, але пружинна шайба і дві гайки забезпечують значну антипослаблюючу властивість.

В дослідженні [3] використано два способи моделювання процесу ковзання з'єднання:

- модель на основі дискретно-пружинного затиску з декількома жорсткими елементами;
- модель на основі напруженого затиску з деформованими елементами.

Результати симулювання були подібні між собою, проте використання жорстких шайб робило деяку невідповідність між силою і переміщенням. Перша модель більш пристосована для впливів в напрямку зміщення з'єднання. При неосьовому навантаженні перша модель може давати неточні результати через згинання чи перелом стрижня болта. Більшу точність було отримано, коли до моделі дискретно-пружинного затиску додали деформувальну шайбу. Отримані графіки показали наявність пікового навантаження і подальше зниження сили при зростанні переміщення.

В дослідженні [4] виявлено, що значний знос площі контакту різьби болта і гайки та торця гайки відбувається через повторні загвинчування. Руйнування поверхні спричинює зростання коефіцієнту тертя і зменшення сили притискання деталей при умові однакового крутного моменту загвинчування. На шостому загвинчуванні сила притискання буде в 2 рази меншою ніж на першому. Цей процес залежить від відстані ковзання поверхонь і вважається, що виникає через пошкодження поверхонь ковзання і високого тиску. Зроблено висновок, що без змащення різьбове з'єднання з цинковим покриттям повторно використовувати не рекомендовано. Збільшення тертя через повторне використання може спричинити негативний ефект на цілісність конструкції з'єднання через відповідне зменшення сили притискання деталей.

З двох розглянутих мащень керамічна паста показала найкращий результат в стабільності коефіцієнту тертя. Коефіцієнт тертя впливає на відношення еквівалентного напруження до напруження розтягу болта. Більшість очікуваних результатів дослідження є стійка залежність від коефіцієнту тертя і числа загвинчування. Визначено, що титанові гвинти дійсно необхідно мазати в будь-яких випадках, особливо при комплектуванні із алюмінієвими компонентами. Така комбінація матеріалів насправді показує чудову чутливість до зносу через високе локальне напруження, погану твердість, низьку міцність алюмінію на стиск.

В дослідженні [6] розглядається спрощений до 2-D контакт поверхні різьби та головки болта. В дослідженні наведено навантаження на різьбове з'єднання як еквівалентна нормальна сила і згинаючий момент. Запропоновано послідовність розрахунків у 4 кроки.

1. Конструкція різьбового з'єднання спрощується до осьосиметричної моделі. Визначається геометрія, характеристики матеріалу, навантаження (сила та момент).

2. Використовуючи кут внутрішнього клину ϕ , композиційний параметр ψ визначають показник

ступеня особливості напруження λ за наведеною формулою.

3. Коли згинальний момент за повного контакту менший ніж критичний згинальний момент проникнення (одного матеріалу в інший) контакт є повним і навпаки. Запропоновані формули визначення коефіцієнтів для обох випадків.

4. Міркуючи над результатами дослідження визначають розподіл контактного напруження на опорній поверхні головки болта для наведених обох випадків нерівності моментів за формулами, що запропоновані автором. Автор запропонував залежності впливу кроку різьби, кута профілю різьби, коефіцієнту тертя, попереднього навантаження та провів їх аналіз.

Проведено дослідження фретингу деталей із загартованої та відпущеної сталі при їх з'єднанні болтовим з'єднанням [7]. Коливанню піддавалось з'єднання закріплене консольно. Використовуючи метод цифрової кореляції зображення, результатами були:

- фретінг відбувався у всіх випадках досліджень при зміні зусилля попереднього загвинчування та об'ємного напруження;
- більший знос був зі сторони вільного кінця створюючи «арку» як рубець;
- точки значної відмови були дещо віддалені від отвору;
- зона з малим ковзанням створилась кругом отвору при зростанні попереднього навантаження;
- розмір контакту досить не чутливий до попереднього навантаження і об'ємного напруження;
- досліди показують досить схожі рубці та тріщини. Встановлено, що фретинг ресурс зменшується при збільшенні об'ємного напруження і попереднього загвинчування.

В статті [8] розроблена модель яка включає в себе динамічну модель з'єднання з динамічними моделями структурних компонентів. Моделювання показує можливість розміщення з'єднання, оптимізувати послаблення спричинене вібрацією. Це можливо лише за динамічного підходу. Динамічна модель розроблена для з'єднання консольної балки. Модель є не лінійною, а тому потребує чисельного методу вирішення. Розміщення з'єднання біля структурного вібраційного вузла дає оптимальний опір послабленню, спричиняваному вібрацією. Модель має обмеження. Наприклад, болт не має повздовжніх характеристик пружності за виключенням поверхонь біля контакту. Обмеження моделі припадає на низьконавантажені з'єднання з малою ділянкою біля болта, наприклад, як в електромережах. Також в моделі береться до уваги лише поперечне відхилення і не містяться кутові переміщення.

Розглянуто міцність та шорсткість глухого болтового з'єднання [9]. Дане з'єднання використовувалось в літакобудуванні для кріплення конструкцій до замкнених контурів із обмеженими доступом інструментів. З'єднання є інноваційним в інженерній галузі, тому актуально вивчити його поведінку під час роботи. Розглянуто залежність деформації з'єднання від зовнішньої сили за різної

товщини з'єднуваних деталей (відносно жорсткі та не жорсткі фланці). Запропоновано теоретичну модель визначення початкової шорсткості при дії, в основному, сили розтягу. Також представлено дві числові моделі кінцевих елементів, що симулюють поведінку Т-подібного з'єднання при використанні з стандартними болтами.

Модель була використана для аналізу механізму передачі сили і параметричних досліджень впливу діаметра хвостовика болта, товщини фланців. Запропонована теоретична модель шорсткості відрізняється від традиційних тим, що вона ґрунтується на деформації розкшеленого рукава, що є ключовою геометричною властивістю Холоболта.

За результатами досліджень міцності різьбових з'єднань фермової конструкції [10] виявлено, що контактна дія збільшує несучу здатність конструкції. Розглянуті плінтусне та пластинчасте з'єднання, в роботі яких домінують контактні дії. Плінтусне з'єднання має більшу несучу здатність контактної дії та високу пластичність.

Результатом багаторічних досліджень показників роботи різьбових з'єднань в аерокосмічній галузі можна вважати стандарт «NASA-STD-5020», який містить основні вимоги щодо матеріалів, їх міцності, способів стопоріння, контролю якості та аналізу систем різьбових з'єднань [11].

Вплив параметрів вібрації на динамічні властивості різьбових з'єднань сівалки наведено в роботі [12]. Для обчислення локальних напружень у з'єднанні за допомогою математичних моделей використано експериментальні віброграми. З проведених досліджень випливає, що максимальні вібрації, що діють на різьбові з'єднання сівалки, можуть міститися в околі високочастотних резонансів різьбових з'єднань.

Дослідження проводились як у польових, так і лабораторних умовах (на спеціально виготовленому стенді), використовуючи типові зразки різьбових з'єднань та зменшену модель бака сівалки. Розроблені нелінійні математичні моделі коливань сівалки та послабленого різьбового з'єднання.

На основі аналізу вібраційного навантаження на опорних поверхнях кріпильних деталей запропоновано виокремити групу з'єднань [13]. Це дає поштовх для розвитку альтернативних підходів до вирішення питання забезпечення необхідного наробітку різьбових з'єднань на відмову.

Літературний огляд показав значний інтерес сучасних науковців до різьбових з'єднань, в якому чітко виділяються різні напрямки, підходи та методи, а наявне дослідження стане логічним продовженням того.

Мета досліджень

Мета дослідження полягає у встановленні концепції аналізу явно заданої функції вібрації синхронних різьбових з'єднань сільськогосподарської техніки.

Результати досліджень

Об'єктом дослідження є вібрація різьбового з'єднання самохідного зернозбирального комбайна, записана з використанням обладнання Данської фірми Bruel & Kjaer. Обробка результатів досліджень проведена з використанням методів теоретичної механіки, математичного аналізу та статистичної обробки. Для обробки результатів використовувались комп'ютерні програми: табличний редактор Excel, математичний пакет Matlab та графічний редактор Solid Works.

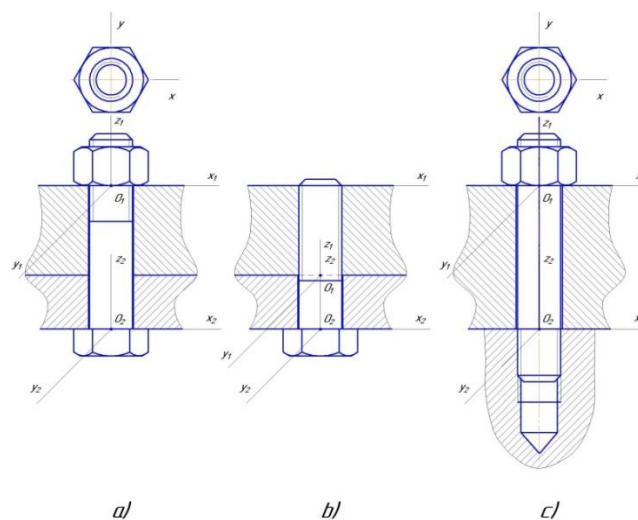


Рис. 1. Можливе розміщення координатних осей болтового (а), гвинтового (б) та шпилькового (с) з'єднання.

Fig. 1. It is possible to place the coordinate axes of the bolt (a), screw (b) and pin (c) connection.

Вібрація різьбового з'єднання зернозбирального комбайну є результатом динамічної дії рухомих мас робочих органів, технологічного матеріалу та впливу явища дисипації. На шляху розповсюдження вібрації від джерела до різьбового з'єднання є як пружні елементи, так і дисипативні, що, в свою міру, впливає на результуюче вібраційне навантаження різьбового з'єднання. В даному дослідженні вивчалась вібрана навантаженість - як результат взаємодії джерела вібрації та пружних і дисипативних характеристик середовища (конструктивні та неконструктивні елементи, роз'ємні та не роз'ємні з'єднання).

Вібрація з'єднуваних деталей у напрямках координатних осей має різні параметри до моменту надання необхідного зусилля їх притискання. Зусилля притискання, пружні та дисипативні характеристики різьбової пари та опорних поверхонь головки болта і гайки (а також контакт з'єднуваних деталей) задають сумарну вібраційну навантаженість. Відтак не значні коливання поглинаються, а залишаються результуючі коливання як сума складових коливань певних амплітуд та частот:

$$x(t) = x_m + a_{x1} \cdot \cos(\omega \cdot t) + b_{x1} \cdot \sin(\omega \cdot t) + \dots + a_{xk} \cdot \cos(k \cdot \omega \cdot t) + b_{xk} \cdot \sin(k \cdot \omega \cdot t)$$

$$y(t) = y_m + a_{y1} \cdot \cos(\omega \cdot t) + b_{y1} \cdot \sin(\omega \cdot t) + \dots + a_{yk} \cdot \cos(k \cdot \omega \cdot t) + b_{yk} \cdot \sin(k \cdot \omega \cdot t) \quad (1)$$

$$z(t) = z_m + a_{z1} \cdot \cos(\omega \cdot t) + b_{z1} \cdot \sin(\omega \cdot t) + \dots + a_{zk} \cdot \cos(k \cdot \omega \cdot t) + b_{zk} \cdot \sin(k \cdot \omega \cdot t)$$

Таке представлення вібрації є рядом Фур'є і, на теперішній, час достатньою мірою піддається математичному аналізу.

Більш спрощена модель вібрації різьбового з'єднання (переміщення) вздовж трьох координатних осей містить згладжену косинусоїду певної амплітуди, кругової частоти та початкової фази:

$$\begin{cases} x_1 = a_{1.1} \cos(\omega_{1.1}t + \varphi_{1.1}) \\ y_1 = a_{1.2} \cos(\omega_{1.2}t + \varphi_{1.2}) \\ z_1 = a_{1.3} \cos(\omega_{1.3}t + \varphi_{1.3}) \\ x_2 = a_{2.1} \cos(\omega_{2.1}t + \varphi_{2.1}) \\ y_2 = a_{2.2} \cos(\omega_{2.2}t + \varphi_{2.2}) \\ z_2 = a_{2.3} \cos(\omega_{2.3}t + \varphi_{2.3}) \end{cases} \quad (2)$$

Розглянемо окремі кінематичні характеристики різьбових з'єднань.

Синхронне з'єднання виконує плоско паралельний рух, який можна описати відомими залежностями:

- швидкість:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = -a_1 \omega_1 \sin(\omega_1 t + \varphi_1) \\ \dot{y}_1 = -a_2 \omega_2 \sin(\omega_2 t + \varphi_2) \\ \dot{z}_1 = -a_3 \omega_3 \sin(\omega_3 t + \varphi_3) \end{cases}$$

- прискорення

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 = -a_1 \omega_1^2 \cos(\omega_1 t + \varphi_1) \\ \ddot{y}_1 = -a_2 \omega_2^2 \cos(\omega_2 t + \varphi_2) \\ \ddot{z}_1 = -a_3 \omega_3^2 \cos(\omega_3 t + \varphi_3) \end{cases}$$

Точки O_1 та O_2 (рис. 1) синхронного з'єднання виконуватимуть плоский рух, що дозволяє провести аналіз вібронавантаженості за вібрацією однієї з них.

Частота дискредитації п'єзодатчика 600 1/с в наших дослідженнях дозволяє в достатній мірі судити про результати достовірних даних для подальшої обробки. Результати записів та обробки вібрації опорних поверхонь головки болта та гайки синхронного з'єднання представлено у відносних величинах. Фрагмент запису представлено на рис. 2.

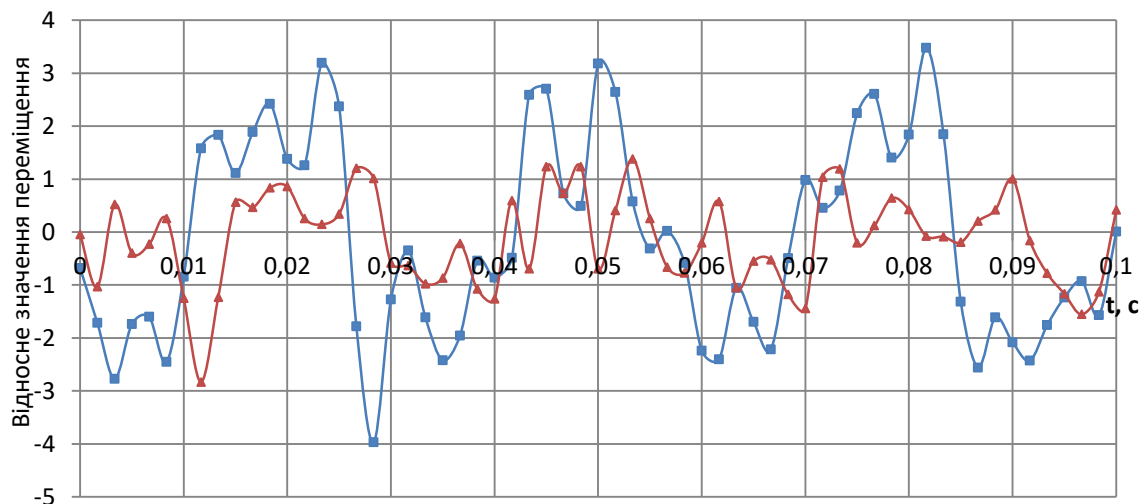


Рис. 2. Переміщення опорної поверхні гайки O_1 та головки болта O_2 для осей X (■) та Y (▲) синхронного з'єднання*.

*Примітка. В цьому випадку розглядається синхронне з'єднання з формулою вібронавантаження $X_1 = X_2 \neq 0$; $Y_1 = Y_2 \neq 0$; $Z_1 = Z_2 = 0$. Формула вібронавантаження – поняття, введене авторами вперше, є фізичною картиною співвідношень значень вібропереміщень в трьох взаємно перпендикулярних напрямках X, Y та Z для двох опорних поверхонь (індекс 1 та 2).

Fig. 2. Move the bearing surface of the nut O_1 and the bolt head O_2 for the X (■) and Y (▲) axis of the synchronous connection*.

В площині XY вібрація опорних поверхонь O_1 та O_2 виконують складний рух (рис. 3). Траєкторія руху показує множину положень опор O_1 та O_2 протягом проміжку часу (для нашого випадку це 0...0,1с). Аналіз кривої переміщення зведемо до наступного: кількість частот відносно осей X та Y відповідає кількості перетинів траєкторією лінії, що паралельна відповідній осі (лінія не має проходити через перетин траєкторії) $N_{\omega_x}(0,1c) = 21$ $N_{\omega_y}(0,1c) = 9$. Тобто, по осі X до різьбового з'єднання надійшло більше ніж у 2 рази частот $N_{\omega_x} / N_{\omega_y} = 21/9 = 7/3 = 2,33$.

Числа N_{ω_x} та N_{ω_y} свідчить про кількість актуальних складових вимушеної вібрації, що досягли різьбового з'єднання. В загальному вигляді вібрація різьбового з'єднання в напрямку кожної з осей є сумою окремих вібрацій певних амплітуд, частот та початкових фаз. Тому знехтувати хоча б однієї зі складових доданків в сумі коливань можна лише на основі подальшого глибокого аналізу їх вагомості. Рівень розвитку сучасної комп'ютерної техніки та програмного забезпечення не дозволяє залучити всі складові вібрації до аналітичного опису і часто

виникає потреба проводити пошук вагомості доданків, що в межах даної роботи не пропонуємо.

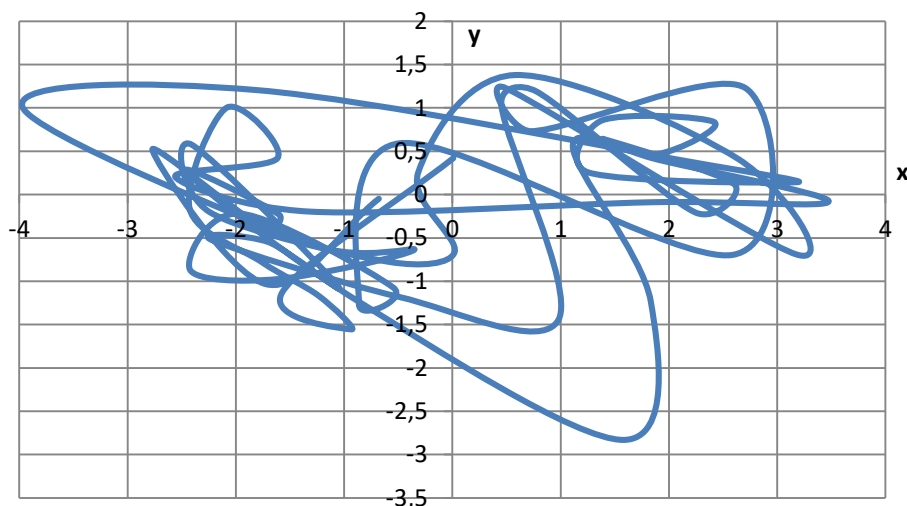


Рис. 3. Графік зміни відносної величини переміщення точки O_1 та O_2 в площині координатних осей XY для синхронного з'єднання на проміжку часу $t = 0 \dots 0,1$ с.

Fig. 3. Graph of the change in the relative magnitude of the displacement of the point O_1 and O_2 in the plane of the XY coordinate axes for synchronous connection over time $t = 0 \dots 0.1$ s.

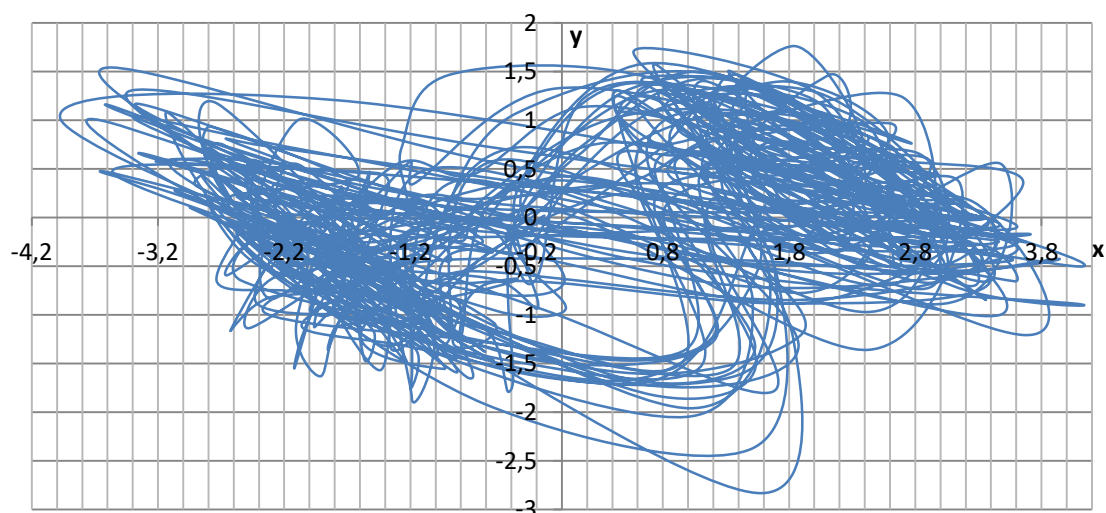


Рис. 4. Графік зміни відносної величини переміщення точки O_1 та O_2 в площині координатних осей XY для синхронного з'єднання на проміжку часу $t = 0 \dots 1$ с.

Fig. 4. Graph of change of relative value of displacement of point O_1 and O_2 in the plane of coordinate axes XY for synchronous connection on time interval $t = 0 \dots 1$ s.

Розмах переміщень по осях X ($-3,972 \dots 3,476$) та Y ($-2,832 \dots 1,38$) свідчить про ексцентричність прямокутника вібрації* по відношенню до системи координат XY . Очевидно, що координати центру тяжіння прямокутника, в якому вміщуються вся крива протягом певного проміжку часу, знаходиться як аналітичним (у випадку відповідного задання вібрації), так і графічним (табличним) методом. Аналітичним методом визначаються координати центра тяжіння кривої на певному проміжку часу, але в межах даного дослідження не наводимо. Координату центру тяжіння прямокутника вібрації знайдемо, виходячи з розмаху

переміщень X та Y (рис. 3). Сторони прямокутника дорівнюють сумам модулів розмахів вібрації, тобто:

$$A = X_{\max} - X_{\min} = 3,972 + 3,476 = 7,448$$

$$B = Y_{\max} - Y_{\min} = 2,832 + 1,38 = 4,212$$

$$\begin{aligned} X_O &= X_{\max} - \frac{X_{\max} - X_{\min}}{2} = \\ &= 3,972 - \frac{3,972 + 3,476}{2} = -0,248 \end{aligned}$$

$$Y_O = Y_{\max} - \frac{Y_{\max} - Y_{\min}}{2} =$$

$$= 1,38 - \frac{1,38 + 2,832}{2} = -0,726$$

Частота биття координат центра тяжіння прямокутника вібрації становить 7 по осі X та 3 по осі Y протягом проміжку часу 0...1 с (рис. 4). Центр тяжіння прямокутника описує певну спіралеподібну сплюснуту траєкторію, розмах якої зменшується у 17 разів порівняно з початком руху, що може свідчити про наявність перехідного режиму вібрації. Крива не перетинає саму себе, а плавно прямує до усталеної координати $O_{п.в.}(5; 0)$.

Відношення сторін прямокутника вібрації:

$$\frac{A}{B} = \frac{7,448}{4,212} = 1,768$$

Свідчить про те, що розмах вібрації по осі OX більший на 76,8%, ніж по осі OY, а отже і вібронавантаженість по осі OX буде вищою.

Слід відмітити, що внаслідок періодичних збурень, причиною яких можуть бути нерівномірність технологічного матеріалу, криволінійність поверхні поля та випадкові фактори протягом суміжних періодів вібрації, виникає розширення та звуження прямокутника вібрації. Відтак, сторони його пульсують:

- траєкторія є незамкнутою і не має жодної осі симетрії. Це слідує з того факту, що в кожному з напрямків X та Y відбувається додавання коливань: вібрації від двигуна, рухомих частин жнивarki, молотильного апарату, системи очистки, подрібнювача соломи додаються. В результаті отримано 21 частоту вздовж осі OX та 9 частот вздовж осі OY, крім того кожен доданок вібрації має власну амплітуду та фазу;

- домінуюча скупченість спостерігається в 1 та 3 четверті координатних осей (рис. 4) та «транзитність» траєкторії в 2-й та більше в 4-й четвертях, що свідчить про обобічну для осі X та Y появу збурень в положенні фаз 1 та 3 четвертей, а парні четверті менше навантажені вищими частотами.

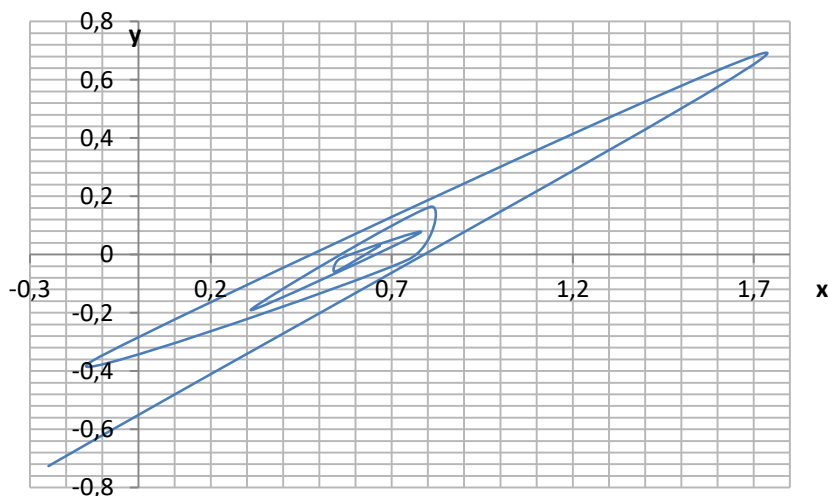


Рис. 6. Траєкторія зміни координати центра тяжіння прямокутника вібрації в проміжку часу 0...1 с.

Fig. 6. The trajectory of the change of the coordinate of the center of gravity of the vibration rectangle in the time interval 0...1 s.

Наявність крупностей в певних четвертях також може бути наслідком різкої зміни пружно-дисипативних характеристик на «шляху» вібрації від джерела до різьбового з'єднання (послаблення одного чи декількох з'єднань, поява пластичної деформації в матеріалі, надмірний люфт в підшипниках тощо) [13];

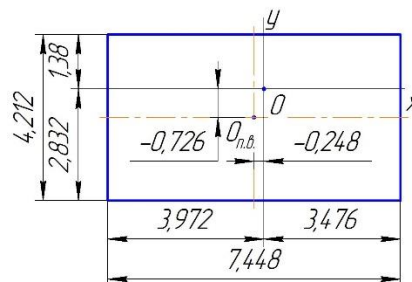


Рис. 5. Знаходження координат центра тяжіння прямокутника вібрації $O_{п.в.}$.

*Прямокутник вібрації – поняття введене авторами вперше і є умовним прямокутником, сторони якого проходять через максимальні та мінімальні значення координат і вміщує всю траєкторію $Y(X)$ протягом заданого проміжку часу.

Fig. 5. Finding the coordinates of the center of gravity of the vibration rectangle $O_{п.в.}$.

- з часом відстежується напрямок зростання множини точок на траєкторії проти руху годинникової стрілки (дивлячись з положення зору читача). Дана обставина є важливою з огляду на високу ймовірність послаблення різьбового з'єднання через взаємний поворот різьбового стрижня та гайки. Слід зазначити, що на основі численних спостережень раціональною орієнтацією різьбового стрижня в отворі можна запобігти втрату гайки болтового та гвинта гвинтового з'єднання. При цьому на відміну від його комплектності з'єднання не буде працездатним і найближчим часом його потрібно підтягнути.

Висновки

На основі аналізу вібрації запропоновано концепцію аналізу вібраційної навантаженості синхронних різьбових з'єднань сільськогосподарської техніки.

Числовий аналіз вібрації різьбового з'єднання сільськогосподарської техніки дозволяє судити про навантаженість різьбового з'єднання поперечною вимушеною вібрацією за наступними параметрами:

1. Кількість частот відносно осей X та Y.
2. Розмах переміщень по осях X та Y.
3. Відношення сторін прямокутника вібрації.
4. Наявність та розміщення домінуючих купностей вібрації.
5. Замкнута чи не замкнута траєкторія, чи є вісь симетрії.
6. Напрямок зростання множини точок з часом на траєкторії.

Дослідження актуальні для використання у симулятивному моделюванні даного процесу з метою прогнозування наробітку різьбового з'єднання та планування профілактичних дій.

Список літератури

1. *Pai N. G., Hess D. P.* Influence of fastener placement on vibration-induced loosening. *Journal of sound and vibration*. 2003. Vol. 268. P. 617-626.
2. *Anirban Bhattacharya, Avijit Sen, Santanu Das.* An investigation on the anti-loosening characteristics of threaded fasteners under vibratory conditions. *Mechanism and Machine Theory*. 2010. Vol. 45. P. 1215-1225.
3. *John D. Reid, Nicholas R. Hiser.* Detailed modeling of bolted joints with slippage. *Finite Elements in Analysis and Design*. 2005. Vol. 41. P. 547-562.
4. *Eccles W., Sherrington I., Arnell R. D.* Frictional changes during repeated tightening of zinc plated threaded fasteners. *Tribology International*. 2010. Vol. 43. P. 700-707.
5. *Dario Croccolo, Massimiliano De Agostinis, Nicolo Vincenzi.* Influence of tightening procedures and lubrication conditions on titanium screw joints for lightweight applications. *Tribology International*. 2012. Vol. 55. P. 68-76.
6. *Linbo Zhu, Jun Hong, Xiangjun Jiang.* On controlling preload and estimating anti-loosening performance in threaded fasteners based on accurate contact modeling. *Tribology International*. 2016. Vol. 95. P. 181-191.
7. *Janne Juoksukangas, Arto Lehtovaara, Antti Mäntylä.* Experimental and numerical investigation of fretting fatigue behavior in bolted joints. *Tribology International*. 2016. Vol. 103. P. 440-448.
8. *Ingrid A. Rashquinha A., Daniel P. Hess.* Modelling nonlinear dynamics of bolted assemblies. *Applied Mathematical Modelling*. 1997. Vol. 21. P. 801-809.
9. *McCarthy M. A., Lawlor V. P., Stanley W. F., McCarthy C. T.* Bolt-hole clearance effects and strength criteria in single-bolt, single-lap, composite bolted joints. *Springer*. 2018. 160 p.

10. *Bo Yang, Kang Hai Tan.* Experimental tests of different types of bolted steel beam-column joints under a central-column-removal scenario. *Engineering Structures*. 2013. Vol. 54. P. 112-130.

11. Requirement for threaded fastening systems in spaceflights hardware. NASA technical standard. National Aeronautics and Space Administration. 2012. 88 p.

12. *Дівесєв Б., Оналко В., Черчик Г.* Вібронавантаженість різьбових з'єднань у конструкції сівалки. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Національний університет «Львівська політехніка». 2016. Вип. 50. С. 33-45.

13. *Михайлович Я. М., Рубець А. М.* Синхронні та не синхронні різьбові з'єднання сільськогосподарської техніки. Збірник тез доповідей XIX міжнародної наукової конференції "Сучасні проблеми землеробської механіки". Київ. НУБіП України. 2018. С. 152-154.

14. *Бернс В. А., Лысенко Е. А., Долгополов А. В.* Опыт контроля дефектов летательных аппаратов по параметрам вибраций. *Известия Самарского научного центра Российской академии наук*. 2020. Т. 18. № 4. С. 86-96.

15. *Wang Z. Y., Tizani W., Wang Q. Y.* Strength and initial stiffness of a blind-bolt connection based on the T-stub model. *Engineering Structures*. 2010. Vol. 32. P. 2505-2517.

References

1. *Pai N. G., Hess D. P.* (2003). Influence of fastener placement on vibration-induced loosening. *Journal of sound and vibration*. 268. 617-626.
2. *Anirban Bhattacharya, Avijit Sen, Santanu Das.* (2010). An investigation on the anti-loosening characteristics of threaded fasteners under vibratory conditions. *Mechanism and Machine Theory*. 45. 1215-1225.
3. *John D. Reid, Nicholas R. Hiser.* (2005). Detailed modeling of bolted joints with slippage. *Finite Elements in Analysis and Design*. 41. 547-562.
4. *Eccles W., Sherrington I., Arnell R. D.* (2010). Frictional changes during repeated tightening of zinc plated threaded fasteners. *Tribology International*. 43. 700-707.
5. *Dario Croccolo, Massimiliano De Agostinis, Nicolo Vincenzi.* (2012). Influence of tightening procedures and lubrication conditions on titanium screw joints for lightweight applications. *Tribology International*. 55. 68-76.
6. *Linbo Zhu, Jun Hong, Xiangjun Jiang.* (2016). On controlling preload and estimating anti-loosening performance in threaded fasteners based on accurate contact modeling. *Tribology International*. 95. 181-191.
7. *Janne Juoksukangas, Arto Lehtovaara, Antti Mäntylä.* (2016). Experimental and numerical investigation of fretting fatigue behavior in bolted joints. *Tribology International*. 103. 440-448.
8. *Ingrid A. Rashquinha A., Daniel P. Hess.* (1997). Modelling nonlinear dynamics of bolted assemblies. *Applied Mathematical Modelling*. 21. 801-809.

9. McCarthy M. A., Lawlor V. P., Stanley W. F., McCarthy C. T. (2018). Bolt-hole clearance effects and strength criteria in single-bolt, single-lap, composite bolted joints. Springer. 160.

10. Bo Yang, Kang Hai Tan. (2013). Experimental tests of different types of bolted steel beam-column joints under a central-column-removal scenario. Engineering Structures. 54. 112-130.

11. Requirement for threaded fastening systems in spaceflights hardware. (2012). NASA technical standard. National Aeronautics and Space Administration. 88.

12. Diveye B., Opalko V., Cherchyk G. (2016). Vibration load of threaded connections in the drill design. Automation of production processes in mechanical engineering and instrument making. Lviv Polytechnic National University. 50. 33-45.

13. Mikhailovich Y. M., Rubets A. M. (2018). Synchronous and non-synchronous threaded connections of agricultural machinery. Collection of abstracts of the XIX International Scientific Conference "Modern Problems of Agricultural Mechanics". Kyiv. NULES of Ukraine. 152-154.

14. Berns V. A., Lysenko E. A., Dolgoplov A. V. (2020). Experience in the control of aircraft defects by vibration parameters. Proceedings of the Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences. 18(4). 86-96.

15. Wang Z. Y., Tizani W., Wang Q. Y. (2010). Strength and initial stiffness of a blind-bolt connection based on the T-stub model. Engineering Structures. 32. 2505-2517.

КОНЦЕПЦИЯ АНАЛИЗА ЯВНО ЗАДАННОЙ ФУНКЦИИ ВИБРАЦИИ СИНХРОННЫХ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

Я. Н. Михайлович, А. Н. Рубець

Аннотация. В статье предложен точку зрения по изучению вибронантенности синхронных резьбовых соединений с анализа записи вибрации в относительных единицах. Выделено шесть основных шагов, которые могут применяться для «чтения» вибрации резьбового соединения сельскохозяйственной техники.

На основе анализа вибрации предложена концепция анализа вибрационной нагруженности синхронных резьбовых соединений сельскохозяйственной техники.

Численный анализ вибрации резьбового соединения сельскохозяйственной техники позволяет судить о нагруженности резьбового соединения поперечной вынужденной вибрацией по следующим параметрам: количество частот относительно осей X и Y; размах перемещений по осям X и Y; отношение сторон прямоугольника вибрации; наличие и размещение доминирующих компонент вибрации; замкнутая или не замкнута траектория, есть ось симметрии; направление роста множества точек со временем на траектории.

Исследование актуально для использования в симулятивном моделировании данного процесса с целью прогнозирования наработки резьбового соединения и планирования профилактических

действий.

Ключевые слова: сельскохозяйственные машины, крепежные детали, сложение непараллельных колебаний.

CONCEPT OF ANALYSIS OF EXPLICITLY SPECIFIED VIBRATION FUNCTION OF SYNCHRONOUS THREADED FASTENERS OF AGRICULTURAL MACHINERY

Y. M. Mykhaylovych, A. M. Rubets

Abstract. The article offers a point of view on the study of vibration load of synchronous threaded connections from the analysis of vibration recording in relative units. There are six main steps that can be used to "read" the vibration of the threaded connection of agricultural machinery.

Based on the vibration analysis, the concept of vibration load analysis of synchronous threaded connections of agricultural machinery is proposed. threaded connection of agricultural machinery allows to judge the load of the threaded connection by transverse forced vibration according to the following parameters: the number of frequencies relative to the X and Y axes; the range of displacements along the X and Y axes; the ratio of the sides of the vibration rectangle; presence and placement of dominant vibration units; closed or not closed trajectory, whether there is an axis of symmetry; the direction of growth of the set of points with time on the trajectory.

Studies are relevant for use in simulation modeling of this process in order to predict the development of the threaded connection and planning preventive actions.

Key words: agricultural machines, fastener details, adding non-parallel oscillations.

Я. М. Михайлович ORCID 0000-0003-0373-2736.

А. М. Рубець ORCID 0000-0001-5485-2100.

УДК 631.1.004

МОДЕЛІ ФОРМУВАННЯ АЛЬТЕРНАТИВ ІНЖЕНЕРНОГО МЕНЕДЖМЕНТУ В МЕТОДАХ ПІДВИЩЕННЯ ВИРОБНИЦТВА ЗЕРНА В СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ПІДПРИЄМСТВАХ

І. Л. Роговський

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція автора: rogovskii@nubip.edu.ua.

Історія статті: отримано – листопад 2020, акцептовано – грудень 2020.

Бібл. 24, рис. 0, табл. 7.

Анотація. В статті проведено аналіз підтримання існуючих сільськогосподарських машин в працездатному стані, за яким слід відпрацювати систему технічного обслуговування з урахуванням умов реформування аграрного сектора. Під технічним обслуговуванням розуміється комплекс робіт по підтриманню роботоздатності або справності виробів при використанні за призначенням шляхом регулювальних, знаючих, заправних і кріпильних робіт. Для оцінки альтернативних варіантів доцільно проводити морфологічний аналіз всієї сукупності можливих рішень досліджуваної проблеми, поданих у вигляді морфологічної матриці, в якій подані основні функції машини і варіанти предметних форм їх виконання.

Теоретичними дослідженнями надали відповідь на два головні питання – як має змінюватися система технічного обслуговування залежно від рівня розвитку аграрного виробництва, а також – які параметри повинна мати система обслуговуючого сервісу, щоб виконувати відповідні втручання з мінімальними технологічно потрібними витратами ресурсів та капіталовкладеннями. Оцінку рівня технічного обслуговування сільськогосподарських машин передбачено виконувати за сукупністю організаційно-технічних факторів, формалізованих через частині і комплексні показники, в два етапи. Перший – оцінка через частині показники по кожному фактору окремо. Другий – оцінка комплексного показника (за всіма факторами в цілому).

Ключові слова: методологія, коефіцієнт готовності, ефективність, сільськогосподарська машина.

Постановка проблеми

Виробництво зерна в Україні у сучасних умовах знаходиться на етапі зростання та збільшення валового збору [1, 2]. Так, у 2012–2020 рр. він зріс з 40 до 60 млн тон зерна [3, 4]. Поряд з цим необхідно відмітити, що показники успіху супроводжуються таким негативним явищем, як втрати вирощених урожаїв, які сягають 7–8 млн тон, а це складає 16–18% від валового збору [5,

6]. Домінуючою причиною таких значних втрат урожаю є постійна нестача зернозбиральних комбайнів [7], низька технічна готовність [8] і невідповідність персоналу застосовувати сучасну техніку [9]. Відомо [10], що в агротерміни збирають лише 30 % посівів зернових культур, а тривалість збирального сезону перевищує їх в 3–5 разів [11].

Навантаження на один фізичний комбайн складає 189 га, на технічно справний – приблизно 218 га або 770 т [12]. Понад 70 % комбайнів мають термін експлуатації до 30 років з ймовірним значенням коефіцієнта готовності 0,4–0,7, які намолочують 200–600 т [13]; втрати від біологічного осипання досягають мінімум 10 % від валового збору [14]. Причинами значних втрат вирощеного урожаю є високе фізичне навантаження на комбайн і низька ефективність використання наявного парку за потужністю двигуна та пропускною здатністю молотарки, агробіологічним станом хлібної маси, втратами зерна за молотаркою [15]. В умовах реального виробництва потужність двигунів зернозбиральних комбайнів [16] і пропускна здатність молотарки використовуються максимально до 57–63 % від номінального завантаження [17]. Безумовно [18], низьке завантаження є основною причиною низької продуктивності, затягування термінів жнив і значних втрат зерна від біологічного осипання та перевитрат палива [19]. Втрати вирощеного урожаю через осипання і низький відсоток збирання продовольчих класів зерна у встановлені агротерміни є причиною значних збитків (≈1 млрд \$) вітчизняних аграріїв [20]. Ось чому тема роботи є актуальною, а сама робота має значну практичну цінність як для виробників зернозбиральних комбайнів, так і для їх користувачів, а також у навчальному процесі при підготовці інженерних кадрів сільськогосподарського виробництва [21].

Аналіз останніх досліджень

Виходячи з результатів досліджень Національної програми виробництва, технологічних комплексів машин і устаткування для сільського господарства,

харчової і переробної промисловості сформульовані такі локальні критерії (показники) оцінки [22]:

- 1) експлуатаційні затрати;
- 2) прямі витрати палива;
- 3) затрати сукупної енергії;
- 4) матеріаломісткість;
- 5) приведені затрати.

Локальні показники визначають на одиницю продукції (для технологій і технологічних комплексів машин) або на одиницю роботи (для технологічних ліній, окремих машинно-тракторних агрегатів) [23].

На основі аналізу сучасних наукових досягнень по багатокритеріальній оптимізації технічних рішень та існуючих нормативних документів [24, 25] визначено такі комплексні критерії оцінки:

- 1) Байєса-Лапласа;
- 2) Гурвіца;
- 3) Севіджа;
- 4) Ходжа-Лемана
- 5) критерій за ДСТУ ISO 9000-2.

Відповідно то прийнятих локальних критеріїв визначена номенклатура показників оцінки [26]:

- 1) питомі експлуатаційні затрати, грн/оддиницю продукції чи роботи;
- 2) питомі прямі витрати палива, кг одиницю продукції чи роботи;
- 3) питомі затрати сукупної енергії, МДж/оддиницю продукції чи роботи;
- 4) питомі приведені затрати, грн/оддиницю продукції чи роботи;
- 5) питома матеріаломісткість, кг/оддиницю продукції чи роботи.

Якщо є можливість визначити прибуток при оцінюванні технології або комплексу машин, то показники за рештою критеріїв тільки контролюють, а прибуток як критерій буде основним для прийняття рішення [12]. Коли ж прибуток визначити неможливо (при оцінюванні технологічних ліній, окремих машинно-тракторних агрегатів), то використовують перші 5 локальних критеріїв [2].

Критерії оцінки технічного рівня відображають кінцеві результати використання комплексу машин чи окремого машинно-тракторного агрегату [4]. Показники визначають в розрахунку на одиницю кінцевої сільськогосподарської продукції, як правило на 1 ц продукції [11]. Коли проводять оцінку технічного рівня окремої машини, МТА або технологічної лінії, тоді показники визначають на одиницю обсягу робіт: на один гектар, на одну тону тощо [19].

Питомі затрати праці на одиницю продукції:

$$Z_T = \frac{Z_0}{\Pi}, \text{ люд.-г/ц}, \quad (1)$$

де Z_0 – прямі за рік затрати праці по комплексу;

Π – вироблена за рік продукція ц.

Затрати праці на одиницю роботи визначають за формулою:

$$Z_T = \frac{L}{W_{3M}}, \text{ люд.-г.} \quad (2)$$

де W_{3M} – продуктивність за годину змінного часу агрегату або машини (га. тон. голів, та інш.);

L – кількість виробничого персоналу, людей.

Витрати палива визначають за існуючими типовими нормами для окремих агрегатів з подальшим

складанням їх для всього комплексу. Проте за типовими нормами можна визначати продуктивність МТА і витрачання палива для фіксованих значень нормоутворюючих факторів. Для проміжних значень нормоутворюючих факторів потрібно застосовувати існуючі математичні моделі і програмне забезпечення, яке розроблене для основних польових МТА для всіх зон і природно-економічних умов України [16].

Питомі приведені затрати на одиницю продукції:

$$p = \frac{P_T}{\Pi}, \text{ грн./ц}, \quad (3)$$

де P_T – річні приведені затрати по комплексу:

$$P_T = C_0 + E \cdot K, \text{ грн.}, \quad (4)$$

де C_0 – річні експлуатаційні затрати при використанні комплексу, грн.;

E – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень;

K – балансова вартість комплексу машин, грн.

Для окремого МТА приведені затрати на одиницю виробітку визначають за формулою:

$$\Pi = I + K \cdot E, \text{ грн.}, \quad (5)$$

де I – прямі експлуатаційні затрати на одиницю виробітку, грн.;

K – капітальні вкладення на одиницю виробітку, грн.

Прямі експлуатаційні затрати на одиницю виробітку визначають за формулою:

$$I = Z + \Gamma + P + A + \Phi, \text{ грн.}, \quad (6)$$

де Z – затрати на оплату праці обслуговуючого персоналу, грн.;

Γ – затрати на паливно-мастильні матеріали та електроенергію, грн.;

P – затрати на технічне обслуговування, поточний та капітальний ремонт, грн.;

A – затрати на реновацію, грн.;

Φ – інші прямі затрати на основні і допоміжні матеріали (насіння, добрива, пестициди, проволочку, шпагат, тара), грн.

Затрати на оплату праці обслуговуючого персоналу на одиницю виробітку визначають так:

$$Z = [\sum_j L_j r_j \cdot k_d] / W_{3M}, \text{ грн.}, \quad (7)$$

де W_{3M} – продуктивність агрегату або робітника за 1 годину змінного часу, од. виробітку/годину;

r_j – тарифна ставка оплати праці обслуговуючого персоналу за j -тим розрядом, грн./люд.-годину;

k_d – коефіцієнт, який враховує доплати за продукцію, премії, добавки за класність і стаж роботи, кваліфікацію, оплату відпусток і нарахування за суспільне страхування;

L_j – кількість j -го обслуговуючого персоналу, люд.

Затрати на паливно-мастильні матеріали і електроенергію на одиницю виробітку визначають за формулою:

$$\Gamma = q \cdot \Pi, \text{ грн.} \quad (8)$$

де q – витрачання паливно-мастильних матеріалів, електроенергії, кг/од. виробітку, кВт-г/од. виробітку;

Π – ціна 1 кг палива, 1 кВт-г електроенергії, які включають кошти мастильних матеріалів, що приходяться на 1 кг основного палива або 1 кВт-г електроенергії; грн./кг, грн./кВт-г.

Затрати на технічне обслуговування, поточний і капітальний ремонт за нормативними відрахуваннями від балансової вартості машини визначають за формулою:

$$P = B \cdot (r_t + r_k) / (W_{\text{ек}} \cdot T_{\text{ч}}), \text{ грн.} \quad (9)$$

де B – балансова вартість машини, грн.;

$W_{\text{ек}}$ – продуктивність агрегату або робітника за 1 годину експлуатаційного часу, од. виробітку/год;

r_t – коефіцієнт відрахувань на поточний ремонт і технічне обслуговування;

r_k – коефіцієнт відрахувань на капітальний ремонт;

$T_{\text{ч}}$ – нормативне річне завантаження, годин.

Затрати на реновацію машини (A) на одиницю виробітку визначають так:

$$A = (B \cdot a) / (W_{\text{ек}} \cdot T_3), \text{ грн.} \quad (10)$$

де a – коефіцієнт відрахувань на реновацію машини;

T_3 – зональне річне завантаження, годин.

Інші прямі затрати на основні (насіння, добрива, гербіциди, пестициди тощо) та допоміжні (проволока, шпигат, тара тощо) матеріали (Φ) на одиницю виробітку визначають за формулою:

$$\Phi = \sum_i h_i \cdot C_{M_i}, \text{ грн.}, \quad (11)$$

де h_i – питомі витрати i -го виду матеріалу, кг/од. виробітку, т/од. виробітку, шт./од. виробітку;

C_{M_i} – оптова ціна одиниці i -го виду матеріалу, що витрачається, грн.

Питома матеріаломісткість комплексу або агрегату:

$$m = (M1 + M2) / P, \text{ кг/ц}, \quad (12)$$

де $M1$ – приведена маса машин і обладнання, які постійно використовують у даному комплексі, кг;

$M2$ – приведена маса машин і обладнання, що залучають для виконання робіт.

$$M1 = \sum_{i=1}^n [G_i \cdot K_{r_i}] = \sum_{i=1}^n [G_i / T_i], \text{ кг}, \quad (13)$$

де G_i – маса i -ї машини у комплексі або МТА, загальна кількість яких дорівнює n ;

K_{r_i} – коефіцієнт реновації i -ї машини;

T_i – строк використання (нормативний) i -ї машини, років.

$$M2 = \sum_{j=1}^n D_j / D_{r_j} \cdot K_{r_j}, \text{ кг}, \quad (14)$$

де G_i – маса i -ї машини, яка залучається для роботи у даному комплексі або МТА, загальна, кількість яких m ;

D_j – річне зональне завантаження j -ї машини на даній операції або в комплексі машин, годин;

D_{r_j} – річне нормативне завантаження j -ї машини, годин.

Питомі затрати сукупної енергії дорівнюють:

$$E = \sum_{i=1}^m E_i, \text{ кг}, \quad (15)$$

де E_i – енергетичні затрати технологічного процесу на одиницю робіт, МДж.

Мета досліджень

Мета досліджень – описати особливості аналітичних підходів до узагальнення математичної моделі формування альтернатив інженерного менеджменту в методах підвищення виробництва зерна в сільськогосподарських підприємствах.

Результати досліджень

Дані методичні рекомендації поширюються на сільськогосподарське виробництво – технології виробництва продукції, технологічні комплекси машин, машини і машинно-тракторні агрегати, що використовують в рослинництві, тваринництві, меліорації, лісовому господарстві і для переробки сільськогосподарської продукції.

Призначені для використання в державних керівних установах, виробничих підприємствах, наукових установах, конструкторських організаціях при обґрунтуванні і визначенні кращих технологій і машин для виробництва, при обґрунтуванні напрямків створення нових і удосконалення існуючих технологій і машин, при обґрунтуванні придбання зарубіжної техніки.

Під технічним рівнем технології, комплексу машин, машинно-тракторного агрегату розуміють відносну характеристику якості об'єкту, що заснована на порівнянні значень показників, які характеризують технічну досконалість зразка, що оцінюють, з відповідними базовими значеннями.

Терміни, що використовуються в рекомендаціях – за ДСТУ 3278.

Показники оцінки технологій і машин складають групу локальних критеріїв оцінки.

Визначення показників за визначеними критеріями проводять згідно ДСТУ 3230.

Основним методом визначення корисності технологій є прибуток. Якщо прибуток неможливо визначити, використовують комплексні критерії і машин метод багатокритеріальної оцінки за комплексними показниками.

Комплексних показників передбачається застосувати п'ять, а результати оцінки одержують у вигляді рекомендацій для прийняття рішень.

Складові формули (15) є:

$$E_i = E_{\Pi} + E_0 + (E_{\text{ж}} + E_{\text{т}} + E_{\text{м}} + E_{\text{с}}) / W_{\text{зм}}, \quad (16)$$

де E_{Π} – затрати прямої енергії, що виражені витратами палива, МДж/од. виробітку;

E_0 – затрати енергії, які містяться у добривах, ядохімікатах, насінні, гербіцидах, МДж/од. виробітку;

$E_{\text{ж}}$ – енергетичні затрати живої праці на од. виробітку, МДж;

$E_{\text{т}}$ – енергомісткість енергетичних засобів на одиницю години роботи, МДж/год;

$E_{\text{м}}$, $E_{\text{с}}$ – енергомісткість машин, зчіпок на одиницю змінного часу, МДж/год;

$W_{\text{зм}}$ – змінна продуктивність агрегату, од. виробітку/год.

Енергомісткість вказаних складових вміщена в таблиці 1.

За локальними критеріями, наведеними вище, утворюємо матрицю рішень, яка є кінцевою сукупністю варіантів рішень. Таких варіантів рішень буде m , причому $m > 1$. Позначимо варіанти $E_1, E_2, \dots, E_m$.

Прийmemo умову, що кожним варіантом E_i однозначно визначається деякий результат (тобто машинно-тракторний агрегат, технологічна лінія, технологічний комплекс машин) e_i .

Таблиця 1. Вхідні дані для розрахунку повних енергозатрат.

Table 1. Input data for the calculation of total energy consumption.

Показник	Енергетичний еквівалент, МДж/кг
Паливо (енергетичний еквівалент разом з енерговмістом)	
Дизельне	52,7
Бензин авіаційний	54,4
Бензин автомобільний	54,4
Керосин тракторний	53,9
Біогаз	36,2
Електроенергія	15,6 МДж/кВт.г
Теплова енергія	0,0055 МДж/ккал
Трактори, комбайни	86,4
Автомобілі	79,3
Сільськогосподарські машини, зчіпки	75,0
Будівлі і споруди	39,5 МДж/кв.м
Виробничі споруди	21,7 МДж/кв.м
Адміністративні і культурно-побутові споруди	21,7 МДж/кв.м
Добрива:	МДж/кг д.р.
Органічні	0,42
Торфоперегнійні компости	1,70
Вапнові матеріали	3,80
Місцеві мінеральні добрива	2,90
Азотні добрива	86,80
Фосфорні добрива	12,60
Калійні добрива	8,30
Комплексні (нітроамофоска та ін.)	51,50
Пестициди	МДж/кг д.р.
Гербициди:	
Масла, що змішуються	419,6
Порошок, що змочується	263,6
Гранули	363,7
Інсектициди:	
Масла, що змішуються	365,0
Порошок, що змочується	258,2
Гранули	312,1
Фунгіциди:	
Масла, що змішуються	272,6
Порошок, що змочується	116,6
Гранули	216,7
Бордоська рідина:	МДж/кг д.р.
Вапно (гашене)	11,6
Мідний купорос	86,0
Затрати живої праці, робота:	МДж/л-г
Дуже легка	0,6
Легка	0,9
Середня	1,26
Важка	1,86
Дуже важка	2,52
Керування трактором, комбайном	1,26
Робота на сівалках	0,90
Навантаження, допоміжні роботи	0,60

Таблиця 2. Енерговміст продукції рослинництва.

Table 2. Energy content of crop products.

Назва продукції	Енерговміст, МДж/кг
Пшениця (зерно):	
Озима	16,45
Мягка ярова	16,61
Тверда ярова	16,76
Солома	10,60
Жито (зерно)	16,76
Ячмінь (зерно)	16,45
Овес (зерно)	16,17
Просо (зерно)	16,94
Гречка(зерно)	16,67
Рис (зерно)	16,85
Квасоля (зерно)	17,78
Горох (зерно)	17,69
Сорго (зерно)	15,77
Кукурудза (зерно)	15,14
Кукурудза (зелена маса)	4,10
Льон-довгунець волокно	18,01
Льон-довгунець	20,68
Цукрові буряки	2,56
Соняшник (насіння)	17,83
Соняшник (зелена маса)	4,20
Соя (зерно)	18,10
Картопля	3,66
Бахча	1,64
Овочі	1,44
Кормові коренеплоди	4,10
Багаторічні трави на сіно (крім люцерни)	3,78
Люцерна на сіно	5,46
Однолітні трави на сіно	3,28
Лукові трави	3,24
Зернофуражні культури на з/масу	4,62
Табак (махорка)	9,09
Конопля (волокно)	17,64
Насіння:	
Пшениця озима (зерно):	29,61
Жито (зерно)	30,17
Ячмінь (зерно)	29,61
Овес (зерно)	29,10
Просо (зерно)	30,50
Гречка (зерно)	30,00
Рис (зерно)	28,78
Горох (зерно)	31,84
Соя (зерно)	32,58
Кукурудза (зерно)	27,74
Льон-довгунець	20,68
Соняшник (насіння)	32,09
Цукрові буряки	18,40
Картопля	6,58
Бахча	18,70
Овочі	18,70
Багаторічні трави	19,70
Однолітні трави на сіно	19,70
Табак (махорка)	17,60
Конопля (насіння)	18,48

Співвідношення між одиницями енергії:

1 кілокалорія	= 427 кгм
1 кіловат-година	= 3,6МДж
1 МДж	= 0,034 кг у.п.
1 кг умовного палива	= 7000 ккал
1 кВт. година	= 0,12 кг у.п.
1 кілокалорія	= 0,00419МДж
1 кілокалорія	= 1,163 Вт.г
1 кг умовного палива	= 29,33 МДж
1 к.с.-годину	= 2,65 МДж
1 МДж	= 0,278 кВт.г
1 кг дизельного палива	= 1,45 кг у.п.
1 кг автобензина	= 1,52 кг у.п.

Значення строчки e_i , складають показники даного технічного рішення за визначеними локальними критеріями. Таку таблицю розміром $m \times n$ (m – кількість варіантів, n – кількість локальних критеріїв) називають матрицею рішень.

Позначимо її $e_{ij} \in E$.

Перш за все матрицю E потрібно нормалізувати

$$en_{ij} = e_{ij} - es_j / s_j, \quad (17)$$

де en_{ij} – елементи нормованої матриці E_n ;

e_{ij} – елементи вхідної (первинної) матриці E ;

es_j – середні значення критеріїв вхідної матриці;

s_j – середньоквадратичні відхилення критеріїв.

Відмітимо, що значення es_j та s_j вираховують за критеріями, тобто по стовпцях. Нагадаємо, що у нормованої матриці середні значення (по стовпцях) дорівнюють нулю, а дисперсії дорівнюють одиниці.

Ми будемо шукати варіант з найбільшим значенням результату, тобто метою вибору E ($\max en_i$). Якщо потрібно мінімізувати деякі критерії (а у нашому випадку всі локальні критерії потребують мінімізації), то значення їх показників беруть від'ємними, причому помножити на (-1) такі показники потрібно нормалізувати.

При застосуванні 5-го комплексного критерія використовують первинну, ненормалізовану матрицю рішень.

1. Правило вибору за критерієм Байєса-Лапласа інтерпретують таким чином:

Матриця рішень доповнюється ще одним стовпцем, який утворюється з математичних очікувань значень кожної строчки, помножених на вагомість критеріїв. Вибирають ті варіанти, в строчках яких знаходяться найбільші значення цього стовпця.

Тоді функція, за допомогою якої оцінюють результати, має вигляд:

$$Z(BL) = \max e_{ir}, \quad (18)$$

$$\text{та } e_{ir} = \sum_{j=1}^n e_{ij} \cdot q_j, \quad (19)$$

де q_j – вагомість q -го критерію. Зазначимо, що обов'язково:

$$\sum_i^n q_i = 1, \quad (20)$$

Правило вибору за критерієм Гурвіца сформулюється так.

Матриця рішень доповнюється ще одним стовпцем, який містить середні зважені найменшого і найбільшого результатів кожної строчки. Вибирають такі варіанти, в строчках яких знаходяться найбільші значення цього стовпця.

Тоді функція оцінки має вигляд:

$$Z(HW) = \max e_{ir}, \quad (21)$$

$$\text{та } e_{ir} = c \cdot \max e_{ij} + (1 - c) \cdot \max e_{ij} \quad (22)$$

де c – вагомість критеріїв. Як правило, $c = 0,5$, тобто за формулою (22) визначають середнє арифметичне значення.

Правило вибору за критерієм Севіджа формулюється так.

Кожен елемент матриці рішень віднімається від найбільшого результату відповідного стовпця. Різниця утворюють матрицю решток. Ця матриця доповнюється стовпцем найбільших різниць. Вибирають такі варіанти, в строчках яких знаходяться найменші значення цього стовпця.

Функція, за допомогою якої оцінюють результати, має вигляд:

$$Z(S) = \min e_{ir} = \min, \quad (23)$$

$$\text{та } e_{ir} = \max e_{ij} = \max[\max e_{ij} - e_{ij}], \quad (24)$$

Правило вибору за критерієм Ходжа-Лемана формулюється так.

Матриця рішень доповнюється стовпцем, який складено з середніх зважених математичного очікування і найменшого результату кожної строчки. Вибирають такі варіанти рішень E_{io} , в строчках яких знаходяться найбільші значення цього стовпця.

Функція, за допомогою якої оцінюють результати, має вигляд:

$$Z(HL) = \max e_{ir}, \quad (25)$$

$$\text{та } e_{ir} = [\sum e_{ij} W es_j + \min(Norm_{ij}/2)] \quad (26)$$

де $W es_j$ – вагомість j -го критерію.

Критерій за ДСТУ ISO 9000-2. Правило вибору за цим критерієм сформулюється так.

Утворюють матрицю q_{mn} елементи якої є відносні зміни даного показника по відношенню до базового варіанту. Базовим варіантом приймають перше рішення. Відносні зміни визначають за формулами:

$$q_{ij} = pb_i / po_i \quad (27)$$

$$q_{ij} = po_i / pb_i \quad (28)$$

де po_i – значення i -го локального показника, pb_i – значення того ж показника, базового варіанту.

З формул (27) і (28) вибирають ту, яка відповідає збільшенню відносної зміни показника q_{ij} при покращенні варіанта, що оцінюють. Так як локальні критерії 1-5 потребують зменшення всіх показників, то застосовують формулу (27).

Матриця відносних змін q_{mn} доповнюється стовпцем, який утворюється з зважених математичних очікувань значень кожної строчки. Вибирають ті варіанти, в строчках яких знаходяться найбільші значення цього стовпця.

Функція, за допомогою якої оцінюють результати, має вигляд:

$$Z(GOST) = \max K_i, \quad (29)$$

$$\text{та } K_i = \sum q_{ij} \cdot W es_j, \quad (30)$$

де $W es_j$ – вагомість j -го локального показника (критерія).

Для реалізації описаних методів розроблено спеціальне програмне забезпечення TUROW, за допомогою якого розраховують значення за всіма 5-ма комплексними критеріями і одержують результат у вигляді таблиці 4. При цьому варіанти рішень для всіх

критеріїв записуються в окремий текстовий файл. Розташування рішень в файлі результатів виконується за пріоритетами, тобто перше видане рішення є найкращим, а останнє – найгіршим.

Застосування методики проілюструємо на декількох прикладах.

Приклад оцінки технологій збирання зернових культур. Оцінку проведемо за 4-ма локальними критеріями, що наведені в таблиці 3. Там же наведено і вагомості локальних критеріїв. Умови збирання: зона Степ України, культура – озима пшениця, врожайність - 60 ц/га.

Технології розглянемо такі:

1. Пряме комбайнування з подрібненням, транспортування соломи СПС-4 (60 куб.м) і скиртування УСА-10.

2. Пряме комбайнування без подрібнення, транспортування соломи ВКН-11 і скиртування ПФ-0,5.

3. Пряме комбайнування з подрібненням, транспортування соломи ГKB-887Б (40 м³) і скиртування УСА-10.

Як видно з результатів, наведених в таблиці 4, за всіма критеріями краща технологія 2 (копицева).

Застосування методики проілюструємо на прикладі визначення технічного рівня обприскувачів польових культур. Вхідні дані наведені в таблиці 4.

Значення за критерієм якості не враховували, тому що всі обприскувачі за показником якості – нерівномірність обприскування – однакові. Для вітчизняних обприскувачів ОСШ-2500 і ОП-2000-2-01 це пояснюється тим, що вони укомплектовані імпоротною елементною базою: насосом, розпилювачами, трубопроводами, а також мають пристрої для стабілізації штанги.

За наведеною вище методикою визначили значення комплексних критеріїв 1-5, які наведено в таблиці 5-7.

Таблиця 3. Технології збирання зернових культур.

Table 3. Technologies of grain harvesting.

Локальні критерії	Вагомість	Технології		
		1	2	3
1. Затрати праці, л-г/га	0,10	4,8	4,0	9,3
2. Прямі витрати палива, кг/га	0,35	44,1	32,9	43,4
3. Сукупні енергозатрати, МДж/га	0,20	1888	1409	1860
4. Матеріаломісткість, кг/га	0,15	206,2	180,7	189,2
5. Приведені затрати, грн/га	0,20	197,2	180,3	222,0

Таблиця 4. Оцінка технологій збирання зернових культур.

Table 4. Evaluation of grain harvesting technologies.

Байєса-Лапласа		Гурвіца		Севіджа		Ходжа-Лемана		ДСТУ	
№	Z(BL)	№	Z(G)	№	Z(S)	№	Z(HL)	№	Z(GOST)
2	+1,02	2	+0,93	2	0,00	2	+0,45	2	+1,25
1	-0,44	1	-0,33	1	+1,96	1	-0,53	1	+1,00
3	-0,48	3	-0,46	3	+1,99	3	-0,68	3	+0,5

Таблиця 5. Кореляційна матриця.

Table 5. Correlation matrix.

	u_1	u_2	u_3	u_4	u_5	u_6	u_7	u_8
t	0,94	0,98	0,89	0,94	0,91	0,87	0,96	0,96
u_1	1	0,93	0,83	0,96	0,87	0,87	0,95	0,84
u_2	0,93	1	0,84	0,96	0,9	0,84	0,97	0,94
u_3	0,83	0,84	1	0,74	0,89	0,87	0,79	0,94
u_4	0,96	0,96	0,74	1	0,86	0,8	0,99	0,84
u_5	0,87	0,9	0,89	0,86	1	0,89	0,92	0,92
u_6	0,87	0,84	0,87	0,8	0,89	1	0,82	0,86
u_7	0,95	0,97	0,79	0,99	0,92	0,82	1	0,89
u_8	0,84	0,94	0,94	0,84	0,92	0,86	0,89	1

Таблиця 6. Техніко-економічні показники обприскувачів польових культур при нормі внесення розчину пестицидів 100 л/га.

Table 6. Technical and economic indicators of field sprayers at the rate of application of pesticide solution 100 l/ha.

Модель	Фірма, держава	Показники за критеріями				
		1	2	3	4	5
3000x18 S-300	BBG, ФРН	1,803	7,13	0,060	1,803	183
3000x21 S-300	BBG, ФРН	1,748	6,64	0,053	1,748	181
Spidomat D2 20	RAU, ФРН	1,796	6,40	0,070	1,796	171
Spidomat D2 30	RAU, ФРН	1,798	7,49	0,065	1,798	175
Spidomat D2 40	RAU, ФРН	1,919	7,49	0,065	1,919	172

2400x18 Hardi	Hardi, Данія	1,528	6,89	0,080	1,528	173
2400x18 Hardi	Hardi, Данія	2,049	7,13	0,077	2,049	174
2600x21 Hardi	Hardi, Данія	1,775	6,40	0,066	1,775	170
2500x18 Sprau	FARNGER, Угорщина.	2,130	6,89	0,088	2,130	172
ОСШ-2500-18	Фрегат, Україна	1,046	6,89	0,082	1,046	179
ОП-2000-2-01	Львівхімсільгоспмаш, Україна	0,974	6,52	0,103	0,974	181

Таблиця 7. Значення комплексних критеріїв обприскувачів.**Table 7.** Values of complex criteria of sprayers.

Байєса-Лапласа		Гурвіца		Севіджа		Ходжа-Лемана		ДСТУ	
№	Z(BL)	№	Z(G)	№	Z(S)	№	Z(HL)	№	Z(GOST)
10	0,76	10	0,73	6	1,89	11	0,01	11	1,38
11	0,63	8	0,69	2	2,08	2	-0,04	10	1,34
2	0,48	11	0,57	8	2,16	3	-0,09	6	1,07
8	0,47	2	0,49	10	2,17	6	-0,23	2	1,06
3	0,22	3	0,18	3	2,22	1	-0,30	8	1,04
6	0,16	1	-0,01	1	2,36	10	-0,32	3	1,01
1	-0,16	6	-0,36	5	2,80	7	-0,51	1	1,00
4	-0,49	4	-0,46	4	2,80	9	-0,62	4	0,98
5	-0,64	5	-0,46	7	2,90	5	-0,82	5	0,95
7	-0,68	7	-0,48	9	3,11	4	-0,82	7	0,92
9	-0,75	9	-0,58	11	3,86	8	-1,36	9	0,89

Як видно з результатів оптимізації вітчизняні обприскувачі домінують перед закордонними, особливо за критерієм експлуатаційних затрат майже в 2 рази, тому висновок може бути досить вагомим про те, що для сільськогосподарства України немає потреби закуповувати імпортні машини, досить закуповувати елементну базу, а обприскувачі виготовляти на підприємствах держави.

Висновки

1. Під технічним рівнем технології, комплексу машин, машинно-тракторного агрегату розуміють відносну характеристику якості об'єкту, що заснована на порівнянні значень показників, які характеризують технічну досконалість зразка, що оцінюють, з відповідними базовими значеннями.

2. Вітчизняні обприскувачі домінують перед закордонними, особливо за критерієм експлуатаційних затрат майже в 2 рази, тому висновок може бути досить вагомим про те, що для сільськогосподарства України немає потреби закуповувати імпортні машини, досить закуповувати елементну базу, а обприскувачі виготовляти на підприємствах держави.

Список літератури

1. *Sergejeva N., Aboltins A., Strupule L., Aboltina B.* Mathematical knowledge in elementary school and for future engineers. Proceedings of 17th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 23-25, 2018, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 17. P. 1166-1172.
2. *Dubbini M., Pezzuolo A., De Giglio M., Gattelli M., Curzio L., Covi D., Yezekyan T., Marinello F.*

Last generation instrument for agriculture multispectral data collection. CIGR Journal. 2017. Vol. 19. P. 158-163.

3. *Yata V.K., Tiwari B.C., Ahmad, I.* Nanoscience in food and agriculture: research, industries and patents. Environmental Chemistry Letters. 2018. Vol. 16. P. 79-84.

4. *Masek J., Novak P., Jasinskis A.* Evaluation of combine harvester operation costs in different working conditions. Proceedings of 16th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 24-26, 2017, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 16. P. 1180-1185.

5. *Rogovskii I., Grubrin O.* Accuracy of converting videoendoscopy combine harvester using generalized mathematical model. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: technique and energy of APK. Kyiv, Ukraine. 2018. Vol. 298. P. 149-156. doi: 10.31548/me.2018.04.149-156.

6. *Viba J., Lavendelis E.* Algorithm of synthesis of strongly non-linear mechanical systems. In Industrial Engineering – Innovation as Competitive Edge for SME, 22 April 2006. Tallinn, Estonia. P. 95-98.

7. *Luo A.C.J., Guo Y.* Vibro-impact Dynamics. Berlin: Springer-Verlag, 2013. 213 p.

8. *Astashev V., Krupenin V.* Efficiency of vibration machines. Proceedings of 16th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 24-26, 2017, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 16. P. 108-113.

9. *Zagurskiy O., Ohienko M., Rogach S., Pokusa T., Titova L., Rogovskii I.* Global supply chain in context of new model of economic growth. Conceptual bases and trends for development of social-economic processes. Monograph. Opole. Poland, 2018. P. 64-74.

10. *Drga R., Janacova D., Charvatova H.* Simulation of the PIR detector active function. Proceedings of 20th International conference on Circuits, Systems, Communications and Computers (CSCC 2016), July 14-17, 2016, E D P Sciences, 17 Ave Du Hoggar Parc D

Activites Coutaboeuf Bp 112, F-91944 Cedex A, France, Vol. 76. UNSP 04036.

11. Novotny J. Technical and natural sciences teaching at engineering faculty of FPTM UJEP. Proceedings of 15th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 23-25, 2016, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 15. P. 16-20.

12. Pinzi S., Cubero-Atienza A. J., Dorado M. P. Vibro-acoustic analysis procedures for the evaluation of the sound insulation characteristics of agricultural machinery. Journal of Sound and Vibration. 2016. Vol. 266. Issue 3. P. 407-441.

13. Rogovskii I. L. Systemic approach to justification of standards of restoration of agricultural machinery. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2019. Vol. 10. No 3. P. 181-187.

14. Rogovskii I. L. Consistency ensure the recovery of agricultural machinery according to degree of resource's costs. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2019. Vol. 10. No 4. P. 145-150.

15. Роговський І. Л. Алгоритмічність визначення періодичності відновлення працездатності сільськогосподарських машин за ступенем витрат їх ресурсу. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020. Vol. 11. No 1. P. 155-162.

16. Rogovskii I., Titova L., Novitskii A., Rebenko V. Research of vibroacoustic diagnostics of fuel system of engines of combine harvesters. Engineering for Rural Development. 2019. Vol. 18. P. 291-298.

17. Kalinichenko D., Rogovskii I. Decision for technical maintenance of combine harvesters in system of RCM. MOTROL. An International Quarterly Journal on Motorization and Energetics in Agriculture. Lublin. 2017. Vol. 19. No 3. P. 179-184.

18. Kalinichenko D., Rogovskii I. Modeling technology in centralized technical maintenance of combine harvesters. TEKA. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering. 2017. Lublin–Rzeszów. Vol. 17. No 3. P. 93-102.

19. Kalinichenko D., Rogovskii I. Method for determining time of next maintenance of combine harvesters. TEKA. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering. 2018. Lublin–Rzeszów. Vol. 18. No 1. P. 105-115.

20. Калініченко Д. Ю., Роговський І. Л. Аналіз систем і стратегій технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів та їх складових частин. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 258. С. 380–390.

21. Калініченко Д. Ю., Роговський І. Л. Штучні когнітивні системи в процесах технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 262. С. 353–361.

22. Rogovskii I. L. Probability of preventing loss of efficiency of agricultural machinery during exploitation. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 258. С. 399-407.

23. Роговський І. Л. Методологічність виконання технологічних операцій відновлення працездатності сільськогосподарських машин при обмежених ресурсах. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2015. Вип. 212. Ч. 1. С. 314–322.

24. Rogovskii Ivan. Graph-modeling when the response and recovery of agricultural machinery. MOTROL. Lublin. 2016. Vol. 18. No 3. P. 155–164.

25. Роговський І. Л. Модель стохастичного процесу відновлення працездатності сільськогосподарської машини в безінерційних системах із запізненням. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020. Vol. 11. No 3. P. 143–150.

References

1. Sergejeva N., Aboltins A., Strupule L., Aboltina B. (2018). Mathematical knowledge in elementary school and for future engineers. Proceedings of 17th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 23-25, 2018, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. 17. 1166-1172.
2. Dubbini M., Pezzuolo A., De Giglio M., Gattelli M., Curzio L., Covi D., Yezekyan T., Marinello F. (2017). Last generation instrument for agriculture multispectral data collection. CIGR Journal. 19. 158-163.
3. Yata V.K., Tiwari B.C., Ahmad, I. (2018). Nanoscience in food and agriculture: research, industries and patents. Environmental Chemistry Letters. 16. 79-84.
4. Masek J., Novak P., Jasinskas A. (2017). Evaluation of combine harvester operation costs in different working conditions. Proceedings of 16th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 24-26, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. 16. 1180-1185.
5. Rogovskii I., Grubrin O. (2018). Accuracy of converting videoendoscopy combine harvester using generalized mathematical model. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: technique and energy of APK. Kyiv, Ukraine. 298. 149-156. doi: 10.31548/me.2018.04.149-156.
6. Viba J., Lavendelis E. (2006). Algorithm of synthesis of strongly non-linear mechanical systems. In Industrial Engineering – Innovation as Competitive Edge for SME, 22 April 2006. Tallinn, Estonia. 95-98.
7. Luo A.C.J., Guo Y. (2013). Vibro-impact Dynamics. Berlin: Springer-Verlag. 213.
8. Astatheev V., Krupenin V. (2017). Efficiency of vibration machines. Proceedings of 16th International Scientific Conference "Engineering for rural

development". Jelgava, Latvia, May 24-26, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. 16. 108-113.

9. Zagurskiy O., Ohiienko M., Rogach S., Pokusa T., Titova L., Rogovskii I. (2018). Global supply chain in context of new model of economic growth. Conceptual bases and trends for development of social-economic processes. Monograph. Opole. Poland, 64-74.

10. Drga R., Janacova D., Charvatova H. (2016). Simulation of the PIR detector active function. Proceedings of 20th International conference on Circuits, Systems, Communications and Computers (CSCC 2016), July 14-17, 2016, E D P Sciences, 17 Ave Du Hoggar Parc D Activites Coutaboeuf Bp 112, F-91944 Cedex A, France, 76, UNSP 04036.

11. Novotny J. (2016). Technical and natural sciences teaching at engineering faculty of FPTM UJEP. Proceedings of 15th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 23-25, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. 15. 16-20.

12. Pinzi S., Cubero-Atienza A.J., Dorado M.P. (2016). Vibro-acoustic analysis procedures for the evaluation of the sound insulation characteristics of agricultural machinery. Journal of Sound and Vibration, 266 (3). 407-441.

13. Rogovskii I. L. (2019). Systemic approach to justification of standards of restoration of agricultural machinery. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 10(3). 181-187.

14. Rogovskii I. L. (2019). Consistency ensure the recovery of agricultural machinery according to degree of resource's costs. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 10(4). 145-150.

15. Rogovskii I. L. (2020). Algorithmically determine the frequency of recovery of agricultural machinery according to degree of resource's costs. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 11(1). 155-162.

16. Rogovskii I., Titova L., Novitskii A., Rebenko V. (2019). Research of vibroacoustic diagnostics of fuel system of engines of combine harvesters. Engineering for Rural Development. 18. 291-298.

17. Kalinichenko D., Rogovskii I. (2014). Decision for technical maintenance of combine harvesters in system of RCM. MOTROL. An International Quarterly Journal on Motorization and Energetics in Agriculture. Lublin. 19(3). 179-184.

18. Kalinichenko D., Rogovskii I. (2017). Modeling technology in centralized technical maintenance of combine harvesters. TEKA. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering. Lublin-Rzeszów. 17(3). 93-102.

19. Kalinichenko D., Rogovskii I. (2018). Method for determining time of next maintenance of combine harvesters. TEKA. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering. 18(1). 105-115.

20. Kalinichenko D. Yu., Rogovskii, I. L. (2017). Systems analysis and strategies for technical maintenance of combine harvesters and their parts. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of

Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 258. 380-390.

21. Kalinichenko D. Yu., Rogovskii, I. L. (2017). Artificial cognitive systems in the processes of technical maintenance of combine harvesters. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 262. 353-361.

22. Rogovskii I. L. (2017). Probability of preventing loss of efficiency of agricultural machinery during exploitation. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 258. 399-407.

23. Rogovskii I. L. (2015). Methodological performance of technological operations of restoration of working capacity of agricultural machines at limited resources. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 212(1). 314-322.

24. Rogovskii Ivan. (2016). Graph-modeling when the response and recovery of agricultural machinery. MOTROL. Lublin. 18(3). 155-164.

25. Rogovskii I. L. (2020). Model of stochastic process of restoration of working capacity of agricultural machine in inertial systems with delay. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 11(3). 143-150.

МОДЕЛЬ ФОРМИРОВАНИЯ АЛЬТЕРНАТИВ ИНЖЕНЕРНОГО МЕНЕДЖМЕНТА В МЕТОДАХ ПОВЫШЕНИЯ ПРОИЗВОДСТВА ЗЕРНА В СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ

И. Л. Роговский

Аннотация. В статье проведен анализ поддержания существующих сельскохозяйственных машин в работоспособном состоянии, за которым следует отработать систему технического обслуживания с учетом условий реформирования аграрного сектора. Под техническим обслуживанием понимается комплекс работ по поддержанию работоспособности или исправности изделий при использовании по назначению путем регулировочных, знающих, заправочных и крепежных работ. Для оценки альтернативных вариантов целесообразно проводить морфологический анализ всей совокупности возможных решений исследуемой проблемы, представленных в виде морфологической матрицы, в которой представлены основные функции машины и варианты предметных форм их выполнения.

Теоретическими исследованиями предоставили ответ на два главных вопроса – как должна меняться система технического обслуживания в зависимости от уровня развития аграрного производства, а также – какие параметры должна иметь система обслуживающего сервиса, чтобы выполнять соответствующие вмешательства с минимальными технологически необходимыми затратами ресурсов и капиталовложениями. Оценку уровня технического обслуживания сельскохозяйственных машин предусмотрено выполнять по совокупности организационно-технических факторов, формализованных через части и комплексные

показатели, в два этапа. Первый – оценка через части показатели по каждому фактору отдельно. Второй – оценка комплексного показателя (по всем факторам в целом).

Ключевые слова: методология, коэффициент готовности, эффективность, сельскохозяйственная машина.

MODELS OF FORMATION OF ENGINEERING
MANAGEMENT ALTERNATIVES IN METHODS
OF INCREASING GRAIN PRODUCTION
IN AGRICULTURAL ENTERPRISES

I. L. Rogovskii

Abstract. In the article the analysis of existing agricultural machines in a healthy state, followed by work on the maintenance system subject to the conditions of reforming of the agrarian sector. Under maintenance refers to the complex of works on maintenance of working capacity or serviceability of the products during use by adjusting, knowledgeable, filling and retaining work. For the assessment of the alternatives it is advisable to conduct morphological analysis of the entire set of possible solutions to the research problem presented in a morphological matrix, which presents the basic functions of the machine and options the subject of the forms of their implementation.

Theoretical research has provided the answer to two fundamental questions – how to change maintenance system depending on the level of development of agricultural production, and what parameters must have the system maintenance service to perform the appropriate intervention with the minimum technologically necessary costs of resources and investment. Assessment of the level of maintenance of agricultural machinery is provided to carry on the totality of organizational and technical factors, formalized through parts and complex indicators, in two phases. The first evaluation of using of the indicators for each factor separately. Second – assessment of a complex indicator (for all factors).

Key words: methodology, availability, efficiency, agricultural machine.

I. Л. Роговский ORCID 0000-0002-6957-1616.

УДК 621.436: 534.833.004

МОДЕЛЮВАННЯ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ ДИНАМІЧНОЇ МОДЕЛІ СИЛОВОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ МАШИН ДЛЯ ЛІСОТЕХНІЧНИХ РОБІТ

Л. Л. Тітова

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття зі спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція автора: l_titova@nubip.edu.ua.

Історія статті: отримано – листопад 2020, акцептовано – грудень 2020.

Бібл. 22, рис. 6, табл. 0.

Анотація. Стаття присвячена дослідженню та узагальненню принципів розробки програмної динамічної моделі автотракторних двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ). Структурована модель динаміки двигуна та визначені критерії ідентифікації моделі з об'єктом. Формальний опис експертного об'єкта (ЕО) включає функціональну схему ДВС яка характеризує його параметри і оператори, що встановлюють відповідні співвідношення між цими параметрами. Динамічна модель базується на відомих рівняннях ДВЗ в моментах. Для моделювання використовувалися диференціальні рівняння швидкості і прискорення колінчатого валу в статичному і динамічному режимах. Визначено перехідні характеристики, амплітудно-частотні і енергетичні спектри. Розглянуто приклад моделювання перехідних процесів за допомогою пакету Simulink Matlab при виникненні неполадок в окремих циліндрах.

Ключові слова: моделювання, модель, амплітудно-частотний спектр, енергетичний спектр, потужність.

Постановка проблеми

Двигун внутрішнього згорання є складною системою, що включає ряд підсистем, які в свою чергу пов'язані прямими та оберненими зв'язками, з великою множиною фізичних процесів, що характеризують стан та режими його роботи [1-4]. Діагностування технічного стану ДВЗ, його експертиза, базується на вимірюванні детермінованих і ймовірних параметрів робочих процесів двигуна, порівняння їх за певними критеріями із відомими значеннями та віднесення стану ДВЗ до певного класу за найкращим наближенням його до цього класу [5-10]. При цьому ідентифікація стану ДВЗ потребує використання всіх розроблених математичних методів класифікації стану та розпізнавання образів, інформаційних технологій формування бази даних і бази знань [11-14]. Результати багаторічних досліджень проведених відомими вченими (тут може якісь вузи додати) [15] дозволили обґрунтувати

використання згаданих методів, створити інформаційне, технічне, метрологічне, алгоритмічне та програмне забезпечення вимірювальної експертної системи двигуна [16]. Проте її практичне використання в умовах експлуатації при пошуку несправностей, особливо при сучасній множині марок двигунів, є достатньо складною, трудомісткою та й до того ж не оперативною задачею.

Мета цього дослідження – підвищення ефективності експертної оцінки за рахунок розробки більш адекватної моделі ДВЗ, яка описує робочі процеси і зміну параметрів, що характеризують несправності двигуна та його складових частин.

Аналіз останніх досліджень

ДВЗ слід розглядати як динамічну систему, завдяки постійній зміні різноманітних фізичних процесів що в ньому протікають, а математична модель, яка відображає ці зміни в часі – як динамічну модель системи (ДВЗ) [17].

При математичному моделюванні певного процесу його конкретна реалізація може бути описана у вигляді відповідності між елементами множини $\bar{O}$ можливих значень x і елементами впорядкованої множини $\bar{O}$ моментів часу t , тобто у вигляді відображення $\vec{T} \rightarrow \vec{X}: x(t) \in \vec{X}, t \in \vec{T}$. Розглядаючи вихід $y(t)$ системи (це може бути вектор) як її реакцію на керуючі $u(t)$ і некеровані $v(t)$ входи $x(t) = \langle u(t), v(t) \rangle$, можна модель ДВЗ виразити у вигляді «Black Box» (більшість сучасних діагностичних приладів) і описати її як сукупність двох процесів: $\vec{X} = \langle x(t) \rangle$ і $\vec{Y} = \langle y(t) \rangle, t \in \vec{T}$. Проте модель ДВЗ у вигляді такого «Black Box» неефективна, адже вона не дозволяє локалізувати неполадки, що виникають у реальному двигуні [18]. Цього недоліку позбавлена модель «White Box», коли залежності між входом і виходом можна описати тим чи іншим способом [19]. В найбільш загальній моделі динаміки системи цього досягають введенням стану системи $z(t)$, якому притаманна внутрішня характеристика залежна від поточного значення

вихідного процесу [22]. Таким чином, враховуючи характеристики стану існує наступний опис виходу $\zeta: \vec{Z} \times \vec{T} \rightarrow \vec{Y}$, що можна описати наступним чином: $y(t) = \zeta(t, z(t))$, $t \in \vec{T}$. Залежність ζ від t враховує можливість зміни залежності виходу від стану з плином часу [21]. Для завершення побудови математичної моделі слід описати зв'язок між входом і станом. Іншими словами слід ввести параметричну множину відображень $\mu_{\tau t}: \vec{Z} \times \vec{X}(\cdot) \rightarrow \vec{Z}$, заданих для всіх значень параметрів $t \in \vec{T}$, $\tau \in \vec{T}$ і $\tau \leq t$. При цьому приймається умова. Що стан в будь-який момент $t > \tau$ однозначно визначається станом z_t в момент τ і відрізком реалізації входу $x(\cdot)$ від t до τ або перехідним відображенням $z(t) = \mu_{\tau t}(z_t, x(\cdot)) = \sigma(t, \tau, z_t, x(\cdot))$.

Математична модель ДВЗ як системи, умовно названу «White Box» є системою із множиною входів, станів і виходів та зв'язків між ними:

$$\vec{X} \xrightarrow{\sigma} \vec{Z} \xrightarrow{\zeta} \vec{Y}.$$

Конкретизуючи множини $\vec{X}, \vec{Z}, \vec{Y}$ і відображення σ і ζ , отримуємо моделі різних ДВЗ [22].

Мета досліджень

Мета досліджень – описати особливості аналітичних підходів до моделювання перехідних процесів динамічної моделі силової енергетичної установки машин для лісотехнічних робіт.

Результати досліджень

Структурна математична модель ДВЗ (експертний об'єкт (ЕО) визначається як $M(R) = \langle G, S, R \rangle$, де G – множина елементів, що утворюють модель; S – область визначення перетворення подібності; R множина правил, які встановлюють співвідношення зв'язку ρ на Z структурі типів з'єднання, $R - (\Sigma, \rho)$. Для формального опису ЕО необхідно, використовуючи функціональну схему ДВЗ, ввести множину параметрів, що його характеризують $\vec{Q} = \langle q_i \rangle$, $i = \overline{1, n}$ і базис операторів $\vec{A} = \langle A_i \rangle$, $i = \overline{1, m}$, які встановлюють співвідношення між цими параметрами (рис. 1, а).

Усі параметри ЕО можна розділити на чотири підмножини $\vec{Q} = \langle \vec{V}, \vec{\alpha}, \vec{\beta}, \vec{\gamma} \rangle$, де $\vec{V} = (v_i) = [\vec{X}(\vec{\alpha}, t); \vec{Y}(\vec{\gamma}, t); \vec{Z}(\vec{\beta}, t)]$, $i = \overline{1, k}$ – фазові змінні: вектори вхідних $\vec{X} = \langle x_i \rangle$; $i = \overline{1, s}$ і вихідних $\vec{Y} = \langle y_i \rangle$; $i = \overline{1, v}$ змінних пов'язаних між собою операторним рівнянням $\vec{Y} = \vec{A}(\vec{X})$; $\vec{Z} = \langle z_i \rangle$; $i = \overline{1, k}$ – внутрішні змінні, що утворюють множину станів експертного об'єкту; $\vec{\alpha} = \langle \alpha_i \rangle$; $i = \overline{1, l}$ – зовнішні параметри ЕО; $\vec{\beta} = \langle \beta_i \rangle$; $i = \overline{1, p}$ – внутрішні параметри ЕО; $\vec{\gamma} = \langle \gamma_i \rangle$; $i = \overline{1, r}$ – вихідні параметри ЕО.

Множина вихідних параметрів $\vec{\gamma} = \langle \gamma_i \rangle$ дозволяє кількісно оцінити якість протікання робочих процесів ЕО: $\vec{\gamma} = F_1(\vec{A}, \vec{\alpha}, \vec{\beta})$. При комп'ютерному моделюванні

виконується оцінка параметрів $\vec{\gamma} = F_2[\vec{Y}(t)]$, $\vec{Y}(t) = \vec{A}(\vec{\beta})\vec{X}(\vec{\alpha}, t)$, де $0 < t \leq T_n$; T_n – час обробітку реалізації процесу. Вихідні параметри ЕО отримуємо в результаті обробітку вибірки об'ємом v множини реалізацій $\vec{Y} = \langle y_i \rangle$. Блок $\vec{A}$ (рис. 1, б) є математичною моделлю ЕО. В блоці $\vec{F}_2$ здійснюємо перетворення та статистичний обробіток вибірки $\vec{Y} = \langle y_i \rangle$, результатом якої є оцінка вихідного параметра системи y^* . Ці оцінки порівнюють з номінальними значеннями вихідних параметрів та приймають рішення про подальшу процедуру моделювання. Відповідність моделі об'єкта оцінюють критерієм якості ідентифікації:

$$I(\vec{c}) = M\{F[e(\vec{z}(n), \vec{c})]\} = [y(n) - \hat{y}(n)] \xrightarrow{n \rightarrow \infty} \min,$$

де $M\{\dots\}$ – математичне очікування;

$F[\dots]$ – функція втрат.

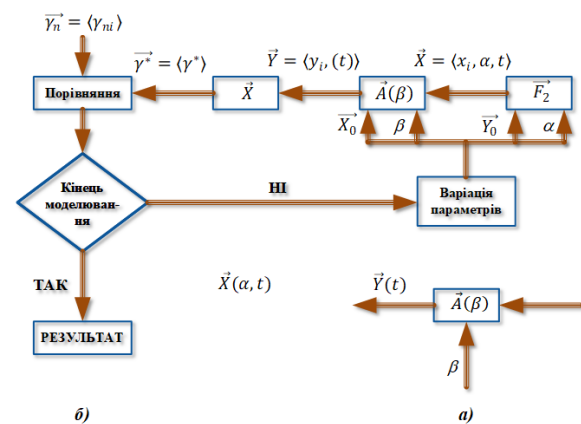


Рис. 1. Схема моделі експертного об'єкту: а – структурна узагальнена; б – функціональна.

Fig. 1. The scheme of the model of the expert object: a - structural generalized; b – functional.

При моделюванні використовувалися різні математичне описання ЕО, у тому числі аналогічне тому, яке використовувалося при обробці вимірювальних процесів, зокрема кутові швидкості і прискорення колінчатого валу: складання і вирішення диференціальних рівнянь ДВЗ і системи автоматичного управління швидкісним режимом в статичному і динамічному режимах, визначення перехідних характеристик, амплітудно-частотних і енергетичних спектрів, авто і взаємно кореляційних функцій, динамічних швидкісних характеристик, інтегральних характеристик і частотних показників.

Двигун є тепловою машиною циклічної дії, робота якого характеризується сукупністю параметрів: N_e – ефективна потужність; M – крутний момент; p_k – тиск наддуву; α – коефіцієнт надлишку повітря; η_e – ефективний ККД; η_m – механічний ККД; g_e – ефективна питома витрата палива; G_m – годинна витрата палива; h – положення рейки паливного насоса високого тиску; ψ – положення важеля керування подачею палива; ω – кутова швидкість колінчастого валу; ε – кутове прискорення колінчастого валу; J_∂ – приведений до валу момент інерції двигуна; η_v – коефіцієнт наповнення циліндра.

Використаємо диференціальні рівняння динаміки ДВЗ (відомі з теорії ДВЗ, як рівняння у моментах) для діагностування за перехідними характеристиками, враховуючи внутрішньо циклові зміни умов швидкості колінчастого валу ω . Використаємо кутову координату φ за якою можливо виділити роботу окремих циліндрів, які впливають на перехідний процес, а величину цього впливу оцінюємо з позиції визначення їх технічного стану.

Базою є прийняття рівняння динаміки ДВЗ:

$$J_{\partial}(\varphi) \frac{\partial \omega}{\partial t} + \frac{\omega^2}{2} \frac{\partial J_{\partial}}{\partial \varphi} = M_i - M_T - M_H,$$

$\{M = M_T - M_H\}$ – ефективний момент

де M_i – індикаторний момент; M_T – момент втрат від тертя; M_H – момент навантаження. При цьому враховуємо, що: $M_i(\omega, \psi, \varphi)$; $M_T(\omega, \psi, \varphi)$; $M_H(\omega, P_k)$.

$$M_i^K = \sum_{m=1}^{i_{\text{ц}}} M_{i1}^K(\varphi - \zeta_m); M_i^G = \sum_{m=1}^{i_{\text{ц}}} M_{i1}^G(\varphi - \zeta_m);$$

$$M_{iH} = \omega^2 \frac{\partial I_{\partial}}{\partial \varphi} = \sum_{m=1}^{i_{\text{ц}}} M_{iH1}(\varphi - \zeta_m) + M_{iH}^{3AL};$$

$$\varepsilon = \frac{1}{J_{\partial}} [M_i^K + M_i^G - M_{iH} - M_T - M_H] =$$

$$= \varepsilon_i^K + \varepsilon_i^G + \varepsilon_{iH} + \varepsilon_{iH}^{3AL} + \varepsilon_T + \varepsilon_H =$$

$$= \sum_{m=1}^{i_{\text{ц}}} \varepsilon_{i1}^K(\varphi - \zeta_m) + \sum_{m=1}^{i_{\text{ц}}} \varepsilon_{i1}^G(\varphi - \zeta_m) +$$

$$+ \sum_{m=1}^{i_{\text{ц}}} \varepsilon_{iH1}(\varphi - \zeta_m) + \varepsilon_{iH}^{3AL} + \sum_{m=1}^{i_{\text{ц}}} \varepsilon_{B1}(\varphi_m) + \varepsilon_T^0 + \varepsilon_H;$$

де $M_i^K, M_i^G, M_{iH}, M_{iH}^{3AL}$ – моменти: компресійна і газова складові індикаторного моменту, інерційний, інерційний залишковий; $\varepsilon_i^K + \varepsilon_i^G, \varepsilon_i^{T\partial} = \varepsilon_i^K + \varepsilon_i^G, \varepsilon_{iH}, \varepsilon_{iH}^{3AL}, \varepsilon_T = \sum_{m=1}^{i_{\text{ц}}} \varepsilon_{B1}(\varphi_m) + \varepsilon_T^0, \varepsilon_H$ – складові прискорення: компресійна, газова, термодинамічна, інерційна невідновлена змінна, інерційна залишкова, прискорення тертя в ЦПП та інших з'єднаннях, прискорення навантаження; φ – кут повороту колінчастого валу; ζ_m – кут фазового зсуву між індикаторними моментами окремих циліндрів; $i_{\text{ц}}$ – число циліндрів.

Для кожного із циліндрів складові повного прискорення визначаються:

$$\varepsilon_{i1}^K = \frac{1}{J_{\partial}} M_{i1}^K(\varphi - \zeta_{1m}) = \frac{1}{J_{\partial}} V_{\text{ц}} p_c K_1(\varphi);$$

$$\varepsilon_{i1}^G = \frac{1}{J_{\partial}} M_{i1}^G(\varphi - \zeta_{1m}) = \frac{1}{J_{\partial}} V_{\text{ц}} p_i S_1(\varphi);$$

$$\varepsilon_{iH1} = -\left\langle \frac{1}{J_{\partial}} M_{i1}^{\text{РЕГ}}(\varphi - \zeta_{1m}) + \frac{M_{iH}^{3AL}}{J_{\partial}} \right\rangle = \varepsilon_{iH1}^{\text{РЕГ}} + \varepsilon_{iH1}^{3AL};$$

$$\varepsilon_{\text{ц}} = \varepsilon_1^K + \varepsilon_1^G + \varepsilon_{iH} + \varepsilon_{iH}^{3AL} + \varepsilon_{T1}$$

де $\varepsilon_{\text{ц}}$ – прискорення колінчастого валу, викликаного роботою одного циліндра (прискорення циліндра); $V_{\text{ц}}$ – робочий об'єм циліндра; p_c – тиск стиснення; p_i – середньо індикаторний тиск; $K_1(\varphi), S_1(\varphi)$ – відповідно компресійна і газова силові функції;

Останні, викликані роботою циліндра, описуються наступними рівняннями:

$$K(\varphi) = \frac{\Gamma(\varphi)}{2\Delta^n(\varphi)};$$

$$S(\varphi) = \frac{G\Gamma(\varphi)}{2\sigma^q};$$

$$\Gamma(\varphi) = \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos(\beta)};$$

$$\Delta(\varphi) = \frac{1 + 0.5(\gamma_{\text{ст}} + 1)}{1 - \cos(\varphi) + \lambda^{-1}(1 - \cos(\beta))};$$

$$G = \frac{(\gamma_{\text{ст}} - 1)(q - 1)}{(\rho_i - 1)(q - 1) + \rho_i \left(1 - \left(\frac{\gamma_{\text{ст}}}{\rho_i}\right)^{1-q}\right)};$$

$$\beta = \arcsin(\lambda \sin(\varphi));$$

$$\lambda = \frac{r}{L};$$

де r і L – відповідно радіус кривошипу і довжина шатуна; $\gamma_{\text{ст}}$ – ступінь стиснення; n і q – середні значення відповідно політроп стиснення і розширення; ρ_i – ступінь попереднього розширення продуктів горіння;

$$\sigma = \begin{cases} 1 & \text{при } \varphi \in [0, \varphi_z]; \\ \frac{D}{\rho_i} & \text{при } \varphi \in [\varphi_z, \pi]; \end{cases}$$

$$\varphi_z = \sqrt{\frac{\rho_i - 1}{(\gamma_{\text{ст}} - 1)(\lambda + 1)}}$$

Функції $K_1(\varphi)$ і $S_1(\varphi)$ для всіх вихрекамерних двигунів при різних значеннях політроп стиснення і розширення можуть бути апроксимовані, які залежать лише від ступеню стиснення.

При стаціонарному режимі повного навантаження та при вільному розгоні і вибігу повне прискорення колінчастого валу описується наступним чином:

$$\varepsilon = \sum_{m=1}^{i_{\text{ц}}} \varepsilon_{\text{ц}m} + \varepsilon_T + \varepsilon_{iH}^{3AL};$$

Для прикладу розглянемо один із розроблених методів аналізу ЕО – моделювання частотних (спектральних) залежностей. Кутове прискорення колінчастого валу двигуна відповідно до (2-7), без врахування невідновленої інерційної складової, можна подати у вигляді послідовності імпульсів. Знімаючи сигнал з датчика кутових міток, який має прямокутну форму (рис. 2,а), амплітудно-частотні спектри цього сигналу чи лінійно-експоненційного типу $x(t) = \beta t e^{\alpha t}$ (складові крутного моменту і кутового прискорення колінчастого валу; α і β – постійні величини залежні від ступеню стиснення) визначали наступним чином:

$$S_n(\omega) = A_n \tau_i \frac{\sin\left(\frac{\omega \tau_u}{2}\right)}{\frac{\omega \tau_u}{2}}$$

$$S_{ad}(\omega) = \beta \frac{(\alpha^2 + \omega^2)}{(\alpha^2 - \omega^2)^2}$$

де $\omega = 2\pi f$; f – частота в герцах; A_n і τ_i – відповідно амплітуда та тривалість прямокутного імпульсу.

Оскільки активна фаза робочих процесів ДВЗ відбувається на лінійному проміжку імпульсу лінійно-експоненційного типу $x(t) = \beta t e^{\alpha t}$, а ширина його спектру визначається крутизною фронту, можна розглядати лише симетричний імпульс трикутної форми.

$$s(t) = \begin{cases} \frac{A_m(1-2|t|)}{\tau_i}, & -\frac{\tau_i}{2} \leq t \leq \frac{\tau_i}{2}; \\ 0, & t < -\frac{\tau_i}{2}, t > \frac{\tau_i}{2}; \end{cases}$$

Амплітуда A_m (9) відповідає максимуму амплітуди імпульсу лінійно-експоненційного типу $x_{\text{max}}(t) = \frac{1}{\alpha} e^{-\frac{1}{\beta}}$, а тривалість $\frac{\tau_i}{2}$ – тривалості його лінійного проміжку $t_{\text{max}} = \frac{1}{\alpha\beta}$. Амплітудно-частотний спектр такого імпульсу

$$S_m(\omega) = A_m \frac{\tau_i}{2} \left(\frac{\sin\left(\frac{\omega \tau_i}{4}\right)}{\frac{\omega \tau_i}{4}} \right)^2 = \frac{1}{\alpha\beta} e^{-\frac{1}{\beta}} \left(\frac{\sin\left(\frac{\omega}{2\alpha\beta}\right)}{\frac{\omega}{2\alpha\beta}} \right)^2.$$

АЧС послідовності пачок із $N = 4$ імпульсів з амплітудно-імпульсною модуляцією гармонічним

сигналом частоти F , що викликані нерівномірною роботою циліндрів (рис. 2, в):

$$S_{mNM}(\omega) = A_m \left(\frac{\sin(\frac{\omega\tau_i}{2})}{\frac{\omega\tau_i}{2}} \right)^2 + \frac{A_m m}{2\tau_i} \sum_{k=1}^N \left(\frac{\sin(k\omega+F)(kT_n+\frac{\tau_i}{2})}{\omega+F} + \frac{\sin(k\omega-F)(kT_n+\frac{\tau_i}{2})}{\omega-F} \right);$$

де m – глибина модуляції.

Приклади моделювання з використанням пакету SIMULINK програми MATLAB приведені на рис. 3-5.

АЧС немодульованої послідовності пачок із N імпульсів трикутної форми при $\omega > 0$ з періодом T_b (рис. 2, б) описується:

$$S_{mN}(\omega) = A_m \tau_i \left(\frac{\sin(\frac{\omega\tau_i}{2})}{\frac{\omega\tau_i}{2}} \right)^2 \exp\left(-j\left(\frac{\omega\tau_i}{2}\right)\right) \sum_{n=1}^N \exp(-jn - 1)\omega T_b)$$

Досліджені за допомогою моделі функції потужності циліндрів $N(\varphi)$ та відхилення $\Delta N(\varphi)$ від справного стану. Шляхом моделювання занижених значень середньо-ефективного тиску p_e та тиску в кінці такту стиснення p_c . Цим моделювалися відповідно несправна робота ЦПГ та відмови паливонадачі. Результати моделювання приведені на рис. 6.

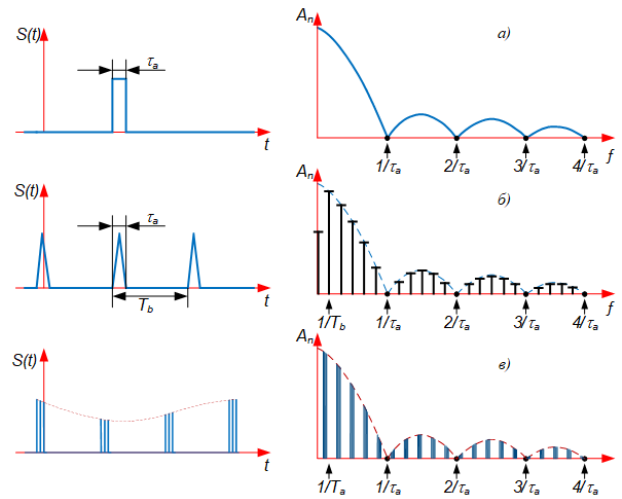


Рис. 2. Амплітудно-частотні спектри: а – одиночного імпульсу; б – послідовності імпульсів; в – пачки із $N = 4$ імпульсів з амплітудно-імпульсною модуляцією гармонічним сигналом частоти F .

Fig. 2. Amplitude-frequency spectra: a - single pulse; b - sequence of pulses; in - bundles with $N = 4$ pulses with amplitude-pulse modulation by a harmonic signal of frequency F .

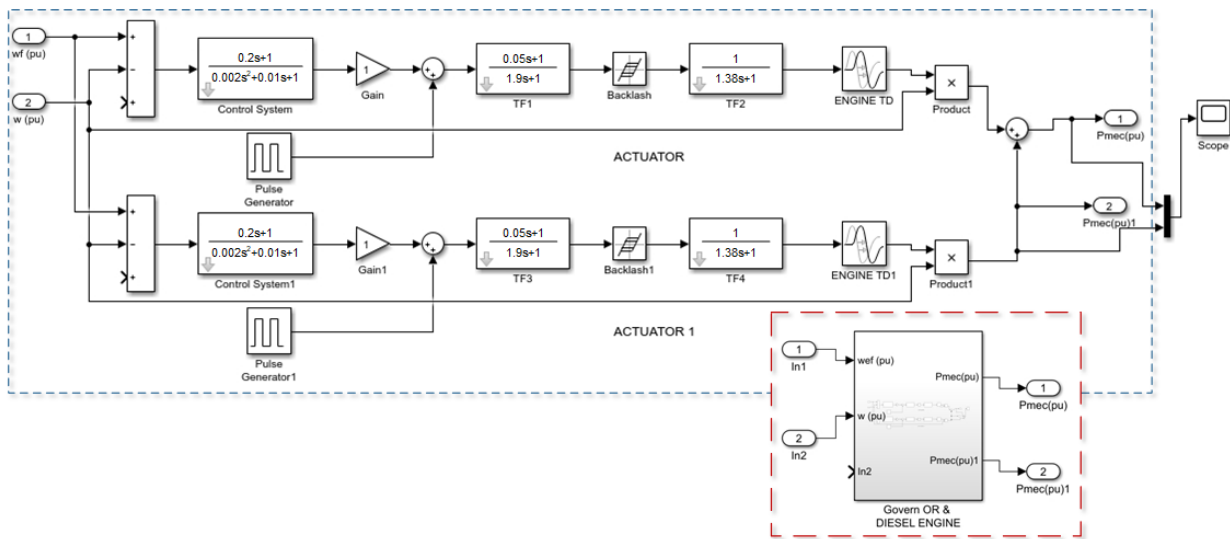


Рис. 3. Блок (Block diagram) і субблок моделювання роботи ДВЗ.

Fig. 3. Block diagram and subblock of ICE operation simulation.

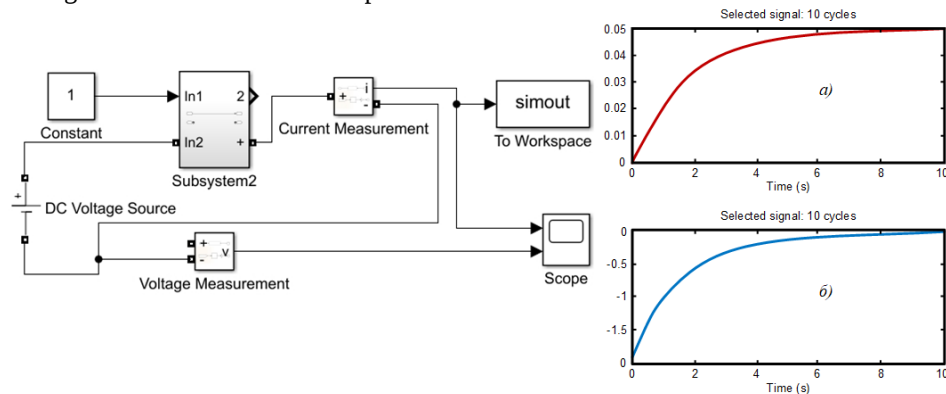


Рис. 4. Нормовані перехідні характеристики і блок (Simulink) роботи ДВЗ: а – нормальна робота, б – граничні зазори ЦПГ.

Fig. 4. Normalized transient characteristics and block (Simulink) of the internal combustion engine: a - normal operation, b - limit gaps of the CPG.

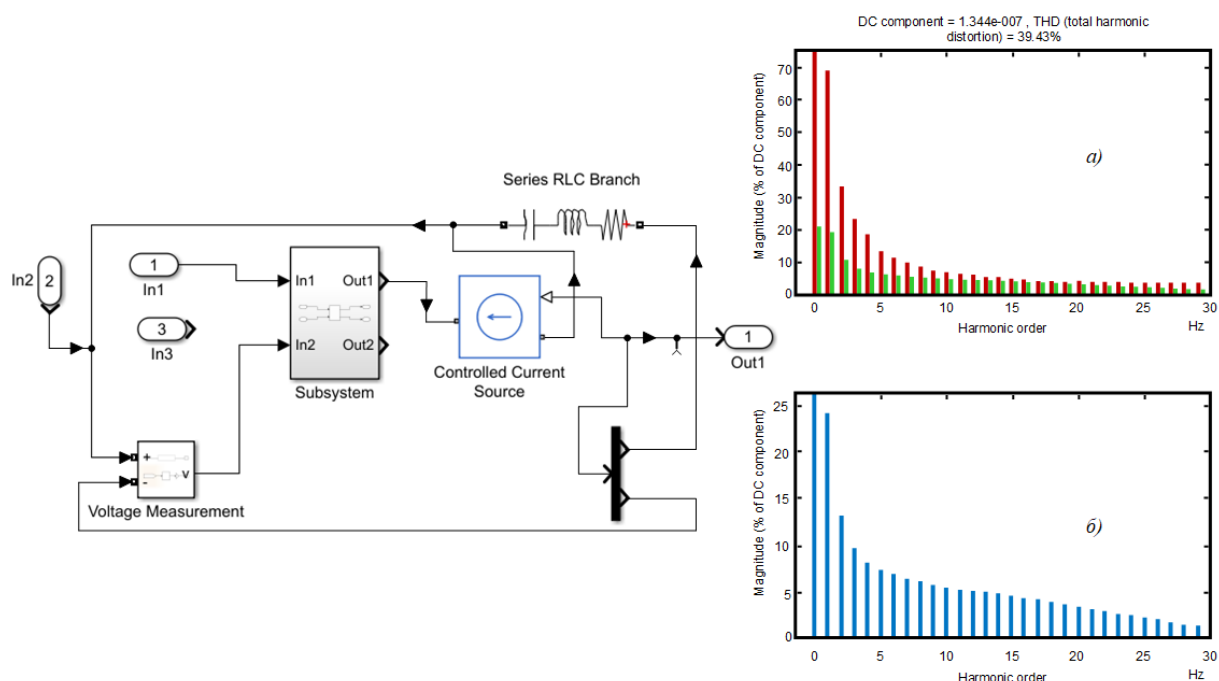


Рис. 5. Амплітудно-частотний спектр і блок (Simulink) роботи ДВЗ: а – нормальна робота, б – граничні зазори ЦПГ.

Fig. 5. Amplitude-frequency spectrum and block (Simulink) of internal combustion engine operation: a - normal operation, b - limit gaps of CPG.

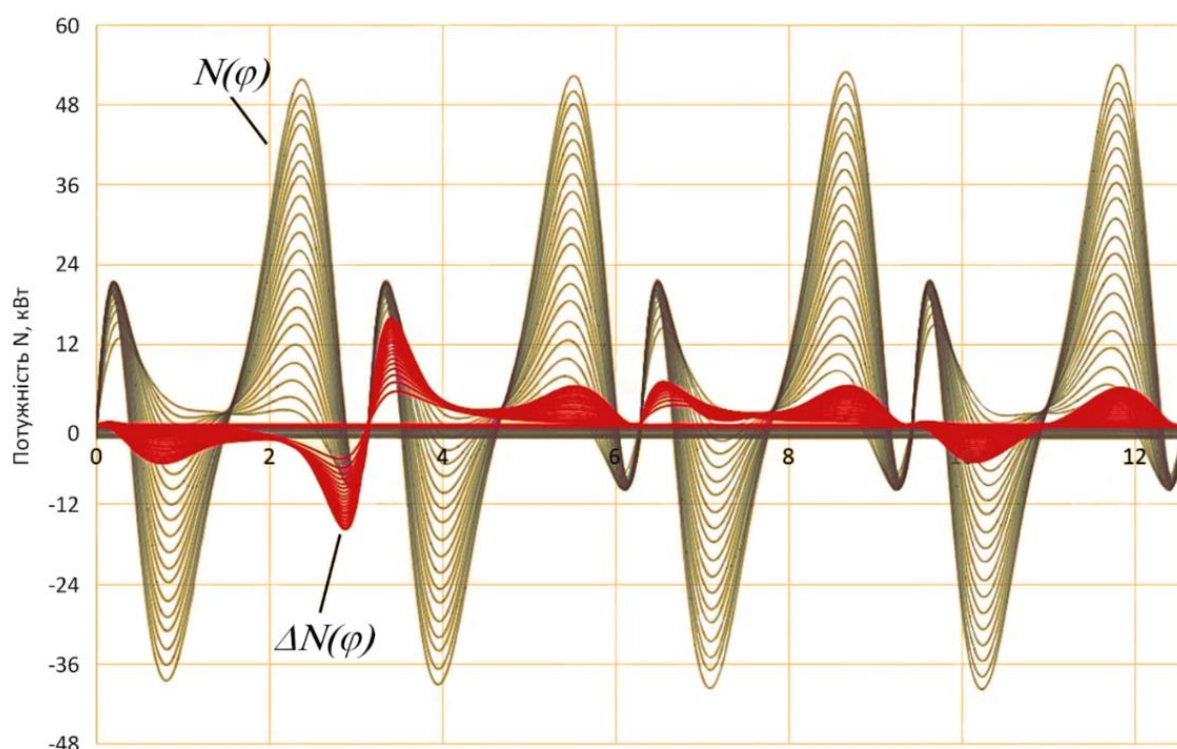


Рис. 6. Функції $N(\varphi)$ справного двигуна і $\Delta N(\varphi)$ – для двигуна з двома несправними циліндрами (3 циліндр – p_c занижений на 30%, 4 циліндр – p_c занижений на 30%).

Fig. 6. Functions $N(\varphi)$ of a working engine and $\Delta N(\varphi)$ – for an engine with two faulty cylinders (3 cylinder - p_c underestimated by 30%, 4 cylinder - p_c underestimated by 30%).

З метою реалізації описаного способу діагностування за перехідними характеристиками та подальшого визначення напрямків дослідження технічних вимог до засобів діагностики проводився експеримент за параметрами створеної моделі дизеля Д-240.

Цінність моделі полягає у можливій розробці на її основі засобів для постійного моніторингу ефективної потужності. Це дасть можливість встановити чи спрогнозувати критичний стан механічної частини двигуна, системи паливободачі і системи управління за зміною параметрів в часі і

вчасно вивести попередження про вірогідність аварійної відмови. Встановлено зокрема, що при зниженні ефективної потужності на 15% різко знижує ефективність роботи техніки на 25%, а при зниженні більш ніж на 25% – завжди призводить до відмови.

Висновки

1. Практичне використання методів визначення технічного стану ДВЗ вимірювальною системою за допомогою порівняння отриманих значень з математичною динамічною моделлю дозволяє підвищити оперативність і знизити трудомісткість процесу експертної оцінки.

2. Доведена доцільність структурування моделі динаміки ДВЗ як моделі «White Box» з обов'язковим розглядом усіх фазових змінних.

3. Використання динамічної моделі значно спрощує пошук неполадок, адже ступінь і види цих неполадок безпосередньо створюються в самій комп'ютерній моделі.

4. Використання динамічної моделі розширює перелік методів експертної оцінки ДВЗ і його окремих елементів, забезпечує підвищення точності та достовірності такої оцінки. Крім того, ці методи можуть бути ефективними при автоматизованому управлінню агрегатами із змінним навантаженням (машино-тракторні агрегати, дробарки, подрібнювачі, дизель-генератори, тощо).

Список літератури

1. Антонов А. И. Переходный процесс в двумерной экстремальной системе при наличии запрещенных областей и случайном методе поиска. Задачи статистической оптимизации. Рига: Зинтане, 2011. С. 69-81.
2. Медведев Г. А., Рыжиков А. П. О применении алгоритмов случайного поиска в системах автоматической оптимизации. Задачи статистической оптимизации. Рига: Зинтане, 2011. С. 81-92.
3. Растригин Л. А., Рина К. К. Автоматная теория случайного поиска. Рига: Зинтане, 2013. 342 с.
4. Таев И. С., Егоров Е. Г., Горшков Ю. Е., Попова Е. П. Оптимизация параметров дугогасительной камеры электрического аппарата. Москва. Аппараты низкого напряжения. 2011. Вып. 1(92). С. 24-32.
5. Петров А. А. Численные методы условной оптимизации. Москва. Мир. 2017. 290 с.
6. Vox M. J. A new method of constrained optimization and a compare son with other methods. Computer. 2015. №8. P. 42-52.
7. Burkhard G. Über das Lichtbogenverhalten in Loschkammern und deren Bemessung. Elektr. 2014. Vol. E05. P. 96-105.
8. Hooke R., Jeeves T. Direct search solution of numerical and ststist1cal problems. JACM. 2011. Vol. 8. P. 212-229.
9. Klingman W. R., Himmelblau D. M. Nonlinear programming with the aid of a multiple gradient summation technique. JACM. 2014. Vol. 11. P. 400-415.
10. Luws R., Jaakola T. Optimization by direct search and systematic reduction of the size of seach region. Ch.E. Journal. 2013. Vol. 19. P. 760-766.
11. Rosenbrock H. H. An automatic method for finding the greatest or least value of a function. Computer. 2020. Vol. 3. P. 175-184.
12. Rumelhart D. E. Learning representations of back-propagation errors. Nature. 2016. Vol. 323. P. 533-536.
13. Реклейтис Г. Оптимизация в технике. Москва. Мир. 2016. 220 с.
14. Goldberg D. E. Genetic Algorithms in Search, Optimization, and Machine Learning. Addison-Wesley, 2019. 308 p.
15. Колков Д. А. Анализ интервальных методов поиска глобального экстремума. Фундаментальные исследования. 2006. Вып. 2. С. 22-23.
16. Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Rosamaha Yu. O., Blesnyuk O. V., Ohiienko M. M. Ohiienko A. V. Engineering management of two-phase coulter systems of seeding machines for implementing precision farming technologies. INMATEH. Agricultural Engineering. 2019. Bucharest. Vol. 58. No 2. P. 137-146. doi: 10.35633/INMATEH-58-15.
17. Romaniuk W., Polishchuk V., Marczuk A., Titova L., Rogovskii I., Borek K. Impact of sediment formed in biogas production on productivity of crops and ecologic character of production of onion for chives. Agricultural Engineering (wir.ptir.org). Krakow. Poland. 2018. Vol. 22. №1. P. 105-125. <https://doi.org/10.1515/agriceng-2018-0010>.
18. Rogovskii I., Titova L., Trokhaniak V., Trokhaniak O., Stepanenko S. Experimental study in a pneumatic microbiocature separator with apparatus camera. Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Series II: Forestry, Wood Industry, Agricultural Food Engineering, 2019. Vol. 12 (1). P. 117-128.
19. Тітова Л. Л., Роговський І. Л. Методичні положення потреби в мобільних засобах техобслуговування лісових МЕЗ. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2014. Вип. 196, ч. 3. С. 146-152.
20. Тітова Л. Л., Роговський І. Л. Методи технічного обслуговування лісових машин. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2014. Вип. 155. С. 132-137.
21. Тітова Л. Л., Роговський І. Л. Обґрунтування технічних заходів підтримання працездатності машин для лісотехнічних робіт. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2015. Вип. 160. С. 189-195.
22. Тітова Л. Л., Роговський І. Л. Аналіз періодичності техобслуговування машин для лісотехнічних робіт. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування

України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2015. Вип. 212, ч. 1. С. 322-328.

References

1. Antonov A. I. (2011). Transient process in a two-dimensional extremal system in the presence of forbidden regions and a random search method. Statistical optimization problems. Riga: Zintane. 69-81.
2. Medvedev G. A., Ryzhakov A. P. (2011). On the application of random search algorithms in automatic optimization systems. Statistical optimization problems. Riga. Zintane. 81-92.
3. Rastrigin L. A., Ripa K. K. (2013). Automatic theory of random search. Riga. Zintane. 342.
4. Taev I. S., Egorov E. G., Gorshkov Yu. E., Popova E. P. (2011). Optimization of parameters of the electric apparatus arc-extinguishing chamber. Moscow. Low voltage devices. 1(92). 24-32.
5. Petrov A. A. (2017). Numerical methods of conditional optimization. Moscow. Myr. 290.
6. Box M. J. (2015). A new method of constrained optimization and a compare son with other methods. Computer. 8. 42-52.
7. Burkhard G. (2014). Uber das Lichtbogenverhalten in Loschkammern und deren Bemessung. Elektr. E05. 96-105.
8. Hooke R., Jeeves T. (2011). Direct search solution of numerical and statistical problems. JACM. 8. 212-229.
9. Klingman W. R., Himmelblau D. M. (2014). Nonlinear programming with the aid of a multiple gradient summation technique. JACM. 11. 400-415.
10. Luws R., Jaakola T. (2013). Optimization by direct search and systematic reduction of the size of search region. Ch.E. Journal. 19. 760-766.
11. Rosenbrock H. H. (2020). An automatic method for finding the greatest or least value of a function. Computer. 3. 175-184.
12. Rumelhart D. E. (2016). Learning representations of back-propagation errors. Nature. 323. 533-536.
13. Rekleytis G. (2016). Optimization in technology. Moscow. Myr. 220.
14. Goldberg D. E. (2019). Genetic Algorithms in Search, Optimization, and Machine Learning. Addison-Wesley, 308.
15. Kolkov D. A. (2006). Analysis of interval methods of searching for a global extremum. Fundamental research. 2. 22-23.
16. Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Rosamaha Yu. O., Blesnyuk O. V., Ohienko M. M., Ohienko A. V. (2019). Engineering management of two-phase coulter systems of seeding machines for implementing precision farming technologies. INMATEH. Agricultural Engineering. 2019. 58(2). 137-146. doi: 10.35633/INMATEH-58-15.
17. Romaniuk W., Polishchuk V., Marczuk A., Titova L., Rogovskii I., Borek K. (2018). Impact of sediment formed in biogas production on productivity of crops and ecologic character of production of onion for chives. Agricultural Engineering (wir.ptir.org). Krakow. Poland. 22(1). 105-125. <https://doi.org/10.1515/agriceng-2018-0010>.
18. Rogovskii I., Titova L., Trokhaniak V., Trokhaniak O., Stepanenko S. (2019). Experimental study in a pneumatic microbioculture separator with apparatus camera. Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Series II: Forestry, Wood Industry, Agricultural Food Engineering. 12(1). 117-128.
19. Titova L. L., Rogovsky I. L. (2014). Methodical provisions of the need for mobile means of maintenance of forest MEZ. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 196(3). 146-152.
20. Titova L. L., Rogovsky I. L. (2014). Methods of maintenance of forest machines. Bulletin of the Petro Vasylenko Kharkiv National Technical University of Agriculture. Kharkiv. 155. 132-137.
21. Titova L. L., Rogovskii I. L. (2015). Substantiation of technical measures to maintain the efficiency of machines for forestry work. Bulletin of the Petro Vasylenko Kharkiv National Technical University of Agriculture. Kharkiv. 160. 189-195.
22. Titova L. L., Rogovsky I. L. (2015). Analysis of periodicity of maintenance of machines for forestry works. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 2015. 212(1). 322-328.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ СИЛОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ МАШИН ДЛЯ ЛЕСОТЕХНИЧЕСКИХ РАБОТ

Л. Л. Титова

Аннотация. Статья посвящена исследованию и обобщены принципы разработки программной динамической модели автотракторных двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Структурированная модель динамики двигателя и определены критерии идентификации модели с объектом. Формальное описание экспертного объекта (ЭО) включает функциональную схему ДВС характеризующая его параметры и операторы, устанавливают соответствующие соотношения между этими параметрами. Динамическая модель базируется на известных уравнениях ДВС в моментах. Для моделирования использовались дифференциальные уравнения скорости и ускорения коленчатого вала в статическом и динамическом режимах. Определены переходные характеристики, амплитудно-частотные и энергетические спектры. Рассмотрен пример моделирования переходных процессов с помощью пакета Simulink Matlab при возникновении неполадок в отдельных цилиндрах.

Ключевые слова: моделирование, модель, амплитудно-частотный спектр, энергетический спектр, мощность.

SIMULATION OF TRANSITIONAL PROCESSES OF DYNAMIC MODEL OF POWER ENERGY INSTALLATION OF MACHINES FOR FORESTRY WORKS

L. L. Titova

Abstract. The article is devoted to the research and generalization of the principles of development of the software dynamic model of autotractor internal combustion engines (ICE). The engine dynamics model is structured and the criteria for model identification with the object are defined. The formal description of the expert object (EO) includes a functional diagram of the internal combustion engine that characterizes its parameters and operators that establish the appropriate relationships between these parameters. The dynamic model is based on the known ICE equations at the moments. Differential equations of velocity and acceleration of the crankshaft in static and dynamic modes were used for modeling. Transient characteristics, amplitude-frequency and energy spectra are determined. An example of modeling transients using the Simulink Matlab package in case of problems in individual cylinders is considered.

Key words: modeling, model, amplitude-frequency spectrum, energy spectrum, power.

Л. Л. Тітова ORCID 0000-0001-7313-1253.

Зміст

1. Синтез оптимального керування системою „кран-вантаж” у вигляді зворотного зв’язку <i>Ю. О. Ромасевич, В. С. Ловейкін, В. В. Макарець, А. С. Поночовний</i>	5-10
2. Моделювання рідкотекучості та густини ливарних сталей <i>Є. Г. Афтандіяни, М. М. Круглій</i>	11-16
3. Сучасні тенденції розвитку логістичного ринку <i>О. М. Загурський</i>	17-24
4. Зусилля, необхідне для переміщення гнучкої смуги вгору по поверхні горизонтального циліндра <i>Т. М. Воліна, С. Ф. Пилипака</i>	25-29
5. Ефективність виробництва та застосування твердого біопалива в сільській місцевості <i>В. М. Поліщук, Д. А. Дерев’янка, Є. О. Дворник</i>	31-38
6. Аналіз пропускної здатності збирально-транспортного комплексу машин для виробництва буяків цукрових <i>С. Г. Фришев, М. П. Волоха, М. І. Ікальчик</i>	39-45
7. Оптимізація міського пасажирського маршруту методами ігрового моделювання <i>О. М. Загурський, А. Г. Кумейко, Ю. В. Шатківська</i>	47-54
8. Результати досліджень зміни крутного моменту роботи запобіжної муфти <i>О. М. Троханяк</i>	55-60
9. Обґрунтування зміни конструкції корпусу вакуумного насосу <i>В. С. Хмельовський, О. В. Сутковий</i>	61-66
10. Дослідження оптимального швидкісного режиму руху під час пуску шарнірно-зчленованої стрілової системи крана <i>В. С. Ловейкін, Д. А. Паламарчук, Ю. О. Ромасевич, М. М. Балака</i>	67-73
11. Дослідження динамічних та енергетичних процесів стрічкового конвеєра при керуванні від пристрою плавного пуску <i>Ю. О. Ромасевич, В. С. Ловейкін, Р. А. Кульпін, К. Р. Пундик</i>	75-82
12. Правові аспекти проходження медоглядів працівниками транспортної галузі <i>Л. Е. Піскунова, Т. О. Зубок</i>	83-90
13. Прогнозування і оцінка показників надійності елементів машин за результатами багаторежимних випробувань <i>О. І. Алфьоров</i>	91-96
14. Визначення терміну служби інструменту залежно від основних властивостей матеріалів і умов обробки <i>С. В. Кюрчев, О. С. Колодій, В. О. Верхованцева, Л. М. Кюрчева</i>	97-101
15. Обґрунтування конструктивних параметрів зєрної камери шнекового пресу <i>В. В. Дідур, Т. О. Кутковецька</i>	103-108
16. Внутрішнє кочення некруглих центроїд, утворених із дуг логарифмічної спіралі <i>Т. А. Кресан, С. Ф. Пилипака</i>	109-119
17. Вплив режимів пресування на фізико-механічні властивості антифрикційних полімерних покриттів <i>Р. М. Остапенко</i>	121-128
18. Концепція аналізу явно заданої функції вібрації синхронних різбових з’єднань сільськогосподарської техніки <i>Я. М. Михайлович, А. М. Рубець</i>	129-136

19. Моделі формування альтернатив інженерного менеджменту в методах підвищення виробництва зерна в сільськогосподарських підприємствах <i>І. Л. Роговський</i>	137-146
20. Моделювання перехідних процесів динамічної моделі силової енергетичної установки машин для лісотехнічних робіт <i>Л. Л. Тітова</i>	147-154

Contents

1. Synthesis of optimal closed-loop control of the system „crane-load” in the form of feedback Yu. O. Romasevych, V. S. Loveikin, V. V. Makarets, A. S. Ponochovny.....	5-10
2. Simulation of fluidity and density of cast steels Y. G. Aftandilants, M. M. Kruhliy	11-16
3. Modern trends in development of logistics market O. M. Zagurskiy	17-24
4. Force required to move the flexible strip up surface of horizontal cylinder T. M. Volina, S. F. Pylypaka	25-29
5. Efficiency of production and application of solid fuels in rural areas V. M. Polishchuk, D. A. Derevianko, Ye. O. Dvornyk.....	31-38
6. Analysis of throughput rate of harvesting and transportation complex of machines for sugar beet production S. G. Fryshev, M. P. Volokha, M. I. Ikalchik	39-45
7. Optimization of urban passenger route by game simulation methods O. M. Zagurskiy, A. G. Kumeiko, Y. V. Shatkivska	47-54
8. Investigations results of change in torque of work of safety clutch O. M. Trokhaniak.....	55-60
9. Justification of change in case of vacuum pumps V. S. Khmelovsky, O. V. Sutkovyi	61-66
10. Analysis of starting in horse head system at optimal jerking mode of movement V. S. Loveikin, D. A. Palamarchyk, Yu. O. Romasevych, M. M. Balaka	67-73
11. Research of dynamic and energy processes of belt conveyors under control with soft starter Yu. O. Romasevych, V. S. Loveikin, R. A. Kulpin, K. R. Pundyk.....	75-82
12. Legal aspects of passing medical examinations by workers of transport industry L. E. Piskunova, T. O. Zubok	83-90
13. Prediction and evaluation of reliability indicators of machine elements by results of multi-mode tests O. I. Alforyov	91-96
14. Determination of tool life depending on basic properties of material and processing conditions S. V. Kiurchev, O. S. Kolodii, V. O. Verkholtantseva, L. M. Kiurcheva.....	97-101
15. Substantiation of design parameters of screw press pressing chamber V. V. Didur, T. O. Kutkovetska.....	103-108
16. Internal rolling of non-circular centroids formed from the arcs of logarithmic spiral T. A. Kresan, S. F. Pylypaka	109-119
17. Effect of pressing modes on physical and mechanical properties of antifriction polymer materials R. M. Ostapenko.....	121-128
18. Concept of analysis of explicitly specified vibration function of synchronous threaded fasteners of agricultural machinery Y. M. Mykhaylovysh, A. M. Rubets	129-136
19. Models of formation of engineering management alternatives in methods of increasing grain production in agricultural enterprises I. L. Rogovskii	137-146

20. Simulation of transitional processes of dynamic model of power energy installation of machines
for forestry works
L. L. Titova..... 147-154

Guidelines for authors (2021)

The journal publishes the original research papers. The papers (min. 5 pages) should not exceed 16 pages including tables and figures. Acceptance of papers for publication is based on two independent reviews commissioned by the Editor.

Authors are asked to transfer to the Publisher the copyright of their articles as well as written permissions for reproduction of figures and tables from unpublished or copyrighted materials.

Articles should be submitted electronically to the Editor and fulfill the following formal requirements:

- Clear and grammatically correct script in English,
- Format of popular Windows text editors (A4 size, 10 points Times New Roman font, single interline, left and right margin of 2,0 cm),
- Every page of the paper including the title page, text, references, tables and figures should be numbered,
- SI units should be used.

Please organize the script in the following order (without subtitles):

Title, Author(s) name (s), Affiliations, Full postal addresses, Corresponding author's e-mail

Abstract (up to 200 words), Keywords (up to 5 words), Introduction, Materials and Methods, Results, Discussion (a combined Results and Discussion section can also be appropriate), Conclusions (numbered), References, Tables, Figures and their captions.

Note that the following should be observed:

An informative and concise title; Abstract without any undefined abbreviations or unspecified references; No no-menclature (all explanations placed in the text);

References cited by the numbered system (max 5 items in one place); Tables and figures (without frames) placed out of the text (after References) and figures additionally prepared in the graphical file format jpg or cdr.

Make sure that the tables do not exceed the printed area of the page. Number them according to their sequence in the text. References to all the tables must be in the text.

Do not use vertical lines to separate columns. Capitalize the word 'table' when used with a number, e.g. (Table 1).

Number the figures according to their sequence in the text. Identify them at the bottom of line drawings by their number and the name of the author. Special attention should be paid to the lettering of figures – the size of lettering must be big enough to allow reduction (even 10 times). Begin the description of figures with a capital letter and observe the following order, e.g. Time(s), Moisture (% vol), (% m³m⁻³ or (% gg⁻¹), Thermal conductivity (W m⁻¹K⁻¹).

Type the captions to all figures on a separate sheet at the end of the manuscript.

Give all the explanations in the figure caption. Drawn text in the figures should be kept to a minimum. Capitalize and abbreviate 'figure' when it is used with a number, e.g. (Fig. 1).

Colour figures will not be printed.

Make sure that the reference list contains about 30 items. It should be numbered serially and arranged al-phabetically by name of first author and then others, e.g.

7. Zhen Zhang, Menglong Liu, Zhongqing Su, Yi Xiao. (2021). Quantitative evaluation of residual torque of a loose bolt based on wave energy dissipation and vibro-acoustic modulation: A comparative study. *Journal of Sound and Vibration*. 383. 156-170.

References cited in the text should be given in parentheses and include a number e.g. [7].

Any item in the References list that is not in English, French or German should be marked, e.g. (in Italian), (in Ukrainian).

Leave ample space around equations. Subscripts and superscripts have to be clear. Equations should be numbered serially on the right-hand side in parentheses. Capitalize and abbreviate 'equation' when it is used with a number, e.g. Eq. (1). Spell out when it begins a sentence. Symbols for physical quantities in formulae and in the text must be in italics. Algebraic symbols are printed in upright type.

Acknowledgements will be printed after a written permission is sent (by the regular post, on paper) from persons or heads of institutions mentioned by name.

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Machinery & Energetics
Journal of Rural Production Research

since 2010 till 2018

[Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series:
Technique and Energy of APK]

Техніка та енергетика
Журнал наукових досліджень сільськогосподарського виробництва

з 2010 року до 2018 року
[Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України.
Серія: техніка та енергетика АПК]

НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ

ВИПУСК 12

№ 1

Свідоцтво про державну реєстрацію
Серія КВ №23828 – 13668 ПР від 01.03.2019

Редактор І. Л. Роговський

03041, Київ-41, вул. Героїв оборони, 15

Здано до набору 16.01.2021
Формат 60×84/16
Наклад 100 прим.

Підписано до друку 16.01.2021
Папір офсетний.
Зам. № 0019 від 16.01.2021

Редакційно-видавничий відділ НУБіП України
03041, Київ, пров. Сільськогосподарський, 4.
т. 527-80-49