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

http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.03

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. 11

№ 3

(July – September)

Kyiv – 2020

Editor-in-Chief
Prof. Vyatseslav Loveykin, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine

Vice-Editor
PhD Oleksandr Synyavskiy, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine
PhD Ivan Rogovskii, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine

Assistants Editor
PhD Viktoria 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. 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, Bielarus
Prof. Henryk Sobczuk, Polish Academy of Sciences, Poland
Prof. Janusz Wojdalski, Warsaw University of Life, Poland
Prof. Larysa Bal-Prylypko, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine
Prof. Leonid Aniskevych, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine
Prof. Ludvikas Spokas, Agrarian University in Kaunas, Lithuania
Prof. Natalia Kosuhina, Kharkiv National Technical University of Agriculture named after Petro Vasylenko, Ukraine
Prof. Ondrej Savec, Czech University of Life Sciences Prague, Czech Republic
Prof. Petro Yevych, Czech University of Life Sciences Prague, Czech Republic
Prof. Povilas A. Sirvydas, Agrarian University in Kaunas, Lithuania
Prof. Stanisław Sosnowski, University of Engineering and Economics in Rzeszów, Poland
Prof. Tadeusz Złoto, Częstochowa University of Technology, Poland
Prof. Valeriy Fedoreiko, Ternopil National Pedagogical University, Ukraine
Prof. Valeriy Voytiuk, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine
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. Vjacheslav Shebanin, Mykolayiv National Agrarian University, 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 Kozyrskii, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine
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. Waclaw Romaniuk, Institute of Technology and Life Sciences Branch in Warsaw, Poland
Prof. Wojciech Tanaś, University of Life Sciences in Lublin, Poland
Prof. Yevgen Aftandilyants, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine
Prof. Yuriy Jatskevich, University of British Columbia in Vancouver, Canada

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, 2020

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/machenergy2020.03

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 11

№ 3

(липень – вересень)

Київ – 2020

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. Редкол. : В. С. Ловейкін (голов. ред.) та ін. Київ. 2020. Вип. 11. № 3. 200 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 Міністерство 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. (заступник головного редактора); І. Л. Роговський, канд. техн. наук, старший наук. співр. (заступник головного редактора); В. І. Кирилюк, 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. Заблодський, д-р техн. наук, проф.; Н. А. Заєць, д-р. техн. наук, доц.; В. В. Каплун, д-р техн. наук, проф.; В. В. Коваль, д-р техн. наук, проф.; В. В. Козирський, д-р техн. наук, проф.; Н. Г. Косуліна, 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.; В. С. Федорейко, д-р техн. наук, проф.; 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; Ю. Яцкевич, д-р техн. наук, проф.

Рекомендовано до друку Вченою радою НУБіП України, протокол № 1 від 21 серпня 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, РІНЦ, Ulrich's Periodocals 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, 2020

Machinery & Energetics. *Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020, Vol. 11, No 3, 5-15*
ISSN 2663-1334 (print), ISSN 2663-1342 (online), www.journals.nubip.edu.ua/index.php/Tekhnica

http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.03.005

УДК 621.87

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМІВ РУХУ КРАНА-МАНІПУЛЯТОРА З ВАНТАЖЕМ ПРИ СУМІЩЕНІ РУХІВ

В. С. Ловейкін, О. О. Сподоба

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: sp1309@ukr.net.

Історія статті: отримано – квітень 2020, акцептовано – серпень 2020.
Бібл. 18, рис. 19, табл. 0.

Анотація. З метою підвищення продуктивності та надійності крана-маніпулятора з гідроприводом згідно з нормативно-технічною документацією, яка регламентує безпечну експлуатацію багатоланкових кранів-маніпуляторів допускається суміщення рухів з одночасним переміщенням декількох ланок стрілової системи. В результаті в роботі розглянута методика проведення експериментальних досліджень в площині зміни вильоту стрілової системи із вантажем крана-маніпулятора. Експериментальні дослідження проводились за умови одночасного кутового переміщення рукояті та зменшення лінійного переміщення телескопічної секції.

Для проведення експериментальних досліджень спроектовано та виготовлено експериментальну установку крана-маніпулятора з гідравлічним приводом. Підібрано та налаштовано вимірювально-реєструюче обладнання.

В рамках проведення експериментальних досліджень динаміки переміщення стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем розроблено систему керування механізмами приводу, яка дає можливість реалізувати оптимальні режими руху ланок стрілової системи.

В результаті проведено експериментальні дослідження за умови одночасного переміщення рукояті та телескопічної секції з вантажем на кінці стрілової системи. Отримано пакет даних за реальними та оптимальними режимами руху ланок стрілової системи крана-маніпулятора. Оброблені дані наведені в графічному вигляді та проведено порівняльний аналіз за реальними та оптимальними режимами руху.

Розроблена методика проведення експериментальних досліджень дала змогу визначити вплив одночасного переміщення стріли та рукояті на коливання вантажу, та вплив коливання вантажу на динамічні навантаження, які виникають в стріловій системі та елементах приводу крана-маніпулятора.

Ключові слова: експериментальні дослідження, зміна вильоту, суміщення рухів, кран-маніпулятор, динамічні навантаження, коливання вантажу.

Постановка проблеми

В процесі виконання технологічного процесу розвантажувально-завантажувальних операцій в елементах стрілової системи та елементах приводу крана-маніпулятора виникають динамічні навантаження, в наслідок нерівномірного обертання стрілової системи при рівномірному переміщені штоків гідроциліндрів. Динамічні навантаження залежать від кінематичних параметрів крана-маніпулятора та від характеру зміни швидкості переміщення ланок стрілової системи з вантажем. Згідно з нормативно-технічною документацією, яка регламентує роботу багатоланкових кранів-маніпуляторів [1, 2] допускається суміщення операцій одночасного переміщення декількох ланок стрілової системи крана-маніпулятора. При суміщенні операцій одночасного переміщення двох ланок стрілової системи з вантажем можна значно знизити динамічні навантаження і відповідно підвищити продуктивність, надійність елементів стрілової системи та гідравлічного обладнання крана-маніпулятора. Для визначення дійсних динамічних навантажень в елементах конструкції крана-маніпулятора при суміщені рухів ланок стрілової системи необхідно мати адекватні математичні моделі [3-8].

Аналіз останніх досліджень

Відомі [6-13] методи побудови математичної моделі крана-маніпулятора. В даних роботах стрілова система крана-маніпулятора представлена, як голономна механічна система, в якій центр ваги ланок металоконструкції співпадає з їх геометричними параметрами. В роботах [6-18] розглянуто побудову математичної моделі крана-маніпулятора, встановлено зв'язок між кінематичними залежностями привідної ланки крана-маніпулятора та вантажу. Проаналізовано вплив динамічних навантажень на елементи металоконструкції стрілової системи крана-маніпулятора. В роботах [10, 11] розглянуто аналіз впливу суміщення рухів трьох ланок стрілової системи на динамічну завантаженість крана-маніпулятора. При

досить великому обсязі розгляду проблеми динамічного аналізу суміщення одночасного руху ланок стрілової системи, розв'язок даної задачі для кранів-маніпуляторів з гідроприводом не розглянуто з врахуванням коливання вантажу на кінці стрілової системи.

Мета досліджень

Метою проведення експериментальних досліджень при суміщенні одночасного кутового переміщення рукояті та лінійного переміщення телескопічної секції є отримання фактичних результатів динаміки переміщення ланок стрілової системи крана-маніпулятора з гідравлічним приводом та шарнірно закріпленим вантажем на жорсткому підвісі за реальним та оптимальним режимами руху, та проведення порівняльного аналізу між обома режимами руху.

Результати досліджень

Металоконструкція стрілової системи експериментальної установки виготовлена із стальних гнутих швелерів товщиною 6 мм, з легованої сталі марки 09Г2. Для шарнірного з'єднання ланок між собою та кріплення елементів приводу використано приварні елементи кріплення, які виготовлені із листової сталі товщиною 6 мм, марки 09Г2. Всі зварювальні роботи виконувались ручним напівавтоматичним електродуговим зварюванням в середовищі захищених газів. При цьому зварювальний дріт використовувався марки Св-08Г2С та газ CO_2. Ланки стрілової системи з'єднані між собою шарнірно. Пальці шарнірів виготовлено із сталі марки сталь 45. В якості підшипників ковзання використано металополімерні втулки SKF PCM-455040-M, PCM-404440-M та PCM-353940-M. Конструктивна схема розробленої експериментальної установки крана-маніпулятора зображена на рис. 1, а гідравлічна схема на рис. 2.



Рис. 1. Розроблена експериментальна установка крана-маніпулятора з гідравлічним приводом.
Fig. 1. The experimental installation of the loader crane with the hydraulic drive is developed.

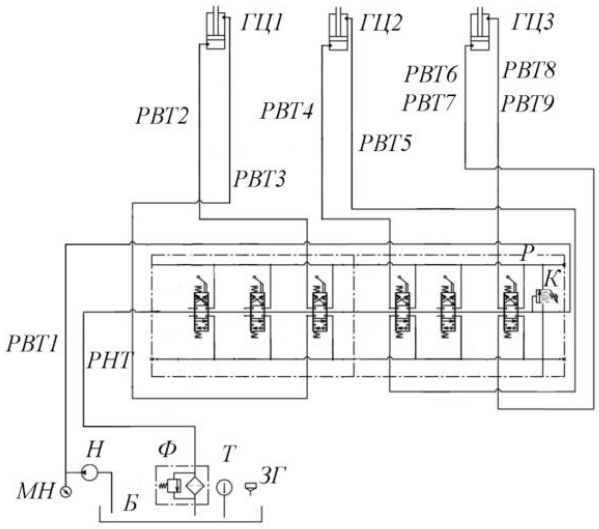


Рис. 2. Гідравлічна схема експериментальної установки крана-маніпулятора з гідравлічним приводом.

Fig. 2. Hydraulic scheme of experimental installation of the loader crane with the hydraulic drive.

Гідравлічна система фізичної установки крана маніпулятора складається з бака Б, в якому розміщено зливний фільтр Ф та термометр Т. Гідравлічний насос Н нагнітає робочу рідину через рукав високого тиску РВТ1 до гідравлічного золотникового розподільника Р. Манометр МН встановлено для контролю тиску робочої рідини. Запобіжний клапан К встановлено безпосередньо в корпусі гідравлічного розподільника. Відповідно до секцій гідравлічного розподільника Р через рукава високого тиску РВТ2…РВТ9 приєднано гідравлічні циліндри приводу стріли ГЦ1, приводу рукояті ГЦ2 та приводу телескопічної секції ГЦ3. Рукав низького тиску РНТ слугує для відведення робочої рідини від гідравлічних циліндрів в бак.

Для приводу гідравлічного шестеренчастого насосу UN-16L-R08-D12 використано асинхронний електродвигун марки АО2-31-2У3 з номінальною потужністю 3 кВт та номінальною частотою обертання ротора 2830 об/хв.

Передача потужності від електродвигуна до гідравлічного насосу виконана через поліклинопасову передачу з передаточним відношенням 2:1.

В рамках проведення експериментальних досліджень динаміки переміщення стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем за реального та оптимального режимів руху використано шестисекційний моноблочний золотниковий розподільник OLEODINAMICA O.R.T.A. S.R.L. MB 25/6, який зображено на рис. 3, а сам золотник заводського виконання зображений на рис. 4.

Даний гідравлічний розподільник дозволяє виконувати керування як окремими ланками стрілової системи, так і керування ланками стрілової системи при суміщенні їх рухів.

Використовуючи даний гідравлічний розподільник, керування гідравлічними циліндрами виконується за рахунок об’ємної витрати робочої рідини через дросель, а золотник безпосередньо виконую функцію дроселя.



Рис. 3. Гідравлічний золотниковий розподільник.
Fig. 3. Hydraulic spool distributor.



Рис. 4. Золотник заводського виконання.
Fig. 4. Spool of factory execution.

Для надання ланкам стрілової системи крана-маніпулятора оптимальних режимів руху спроектовано та виготовлено конструктивно змінений золотник рис. 5.



Рис. 5. Конструктивно змінений золотник.
Fig. 5. Structurally changed spool.

Під час переміщення ланок стрілової системи крана-маніпулятора з гідравлічним приводом за різних режимів руху в елементах металоконструкції та механізмах приводу виникають значні динамічні навантаження. Визначення даних навантажень за різних режимів руху ланок стрілової системи надає можливість реально оцінити оптимальність роботи системи керування та виявити небажані недоліки, які можна попередити на етапі проектування металоконструкції стрілової системи та системи керування механізмами приводу.

При проведенні експериментальних досліджень характеристики режимів руху переміщення ланок стрілової системи, виготовленої фізичної моделі

крана-маніпулятора з гідравлічним приводом, застосовувалось високоточне електронне обладнання. Схема розташування вимірювальних датчиків на фізичній моделі крана-маніпулятора з гідравлічним приводом наведено на рис. 6.

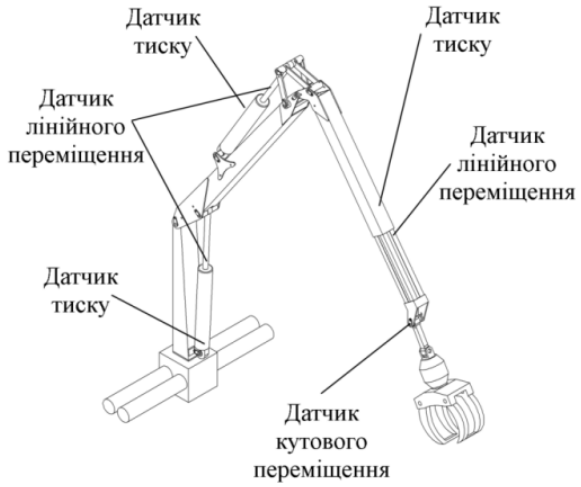


Рис. 6. Схема розташування вимірювальних датчиків на фізичній моделі крана-маніпулятора з гідравлічним приводом.

Fig. 6. Diagram of the location of measuring sensors on the physical model of the loader crane with hydraulic drive.

Для визначення характеристик тиску та відповідно зусиль, які розвивають гідравлічні циліндри використано три однакові тензометричні датчики тиску марки BOSCH 0 281 002 522. Датчики тиску вмонтовані в напірну гідравлічну лінію через виготовлені різьбові адаптери. Розміщення датчиків тиску на фізичній моделі зображено на рис. 7.



а)



б)



в)

Рис. 7. Розміщення датчиків тиску на фізичній моделі: а) датчик вимірювання тиску в гідравлічному циліндрі приводу стріли; б) датчик вимірювання тиску в гідравлічному циліндрі приводу рукояті; в) датчик вимірювання тиску в гідравлічному циліндрі приводу телескопічної секції.

Fig. 7. Placement of pressure sensors on the physical model: a) pressure sensor in the hydraulic cylinder of the boom drive; b) pressure sensor in the hydraulic cylinder of the jib drive; c) a sensor for measuring the pressure in the hydraulic cylinder of the drive of the telescopic section.

Попередньо датчики тиску були відтаровані заводом виробником про що засвідчено в їх паспорті. Проте вони були відтаровані безпосередньо на експериментальній установці за допомогою еталонного аналогового манометра.

В подальшому еталонний манометр був вмонтований в гідравлічну лінію високого тиску для проведення візуального контролю створеного тиску робочої рідини в гідравлічній системі приводу ланок стрілової системи.

На рис 8 зображена побудована характеристика датчика тиску за даними знятими з еталонного манометра. Характеристика розраховувалась за наступною залежністю:

$$P = \frac{1{,}25 \cdot P_n \cdot (U - 0{,}1 \cdot U_v)}{U_v}, \qquad (1)$$

де P_n – номінальний тиск вимірювання; U – напруга вихідного сигналу; U_v – напруга живлення датчика.

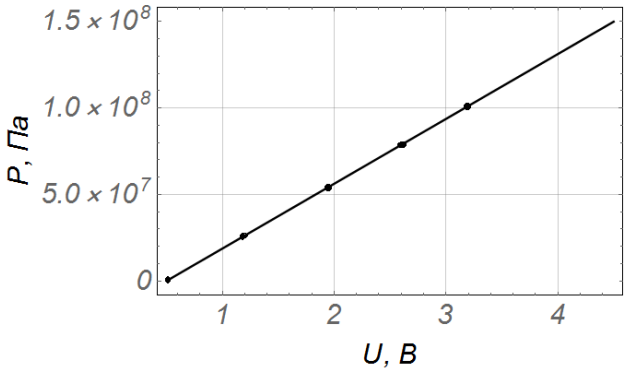


Рис. 8. Тарувальна характеристика датчику тиску.

Fig. 8. Calibration characteristic of the pressure sensor.

Для визначення положень та переміщень штоків гідравлічних циліндрів приводу стріли рукояті та телескопічної секції використано аналоговий резистивний датчик СП5-39А. Датчик СП5-39А має обмежену кількість обертів (10,5 повних обертів). Тому для зняття характеристик переміщення штоків гідравлічних циліндрів приводу стріли та рукояті на ротор датчика було виготовлено колесо діаметром d=11,323 мм, що відповідає переміщенню штока на 320 мм при 9 повних обертах датчика. А для гідравлічного циліндру приводу телескопічної секції d=17,692 мм, що відповідає переміщенню штока на 500 мм при 9 повних обертах датчика. Датчики встановлено безпосередньо на шток гідравлічного циліндру приводу стріли (рис. 9, а) та шток гідравлічного циліндру приводу рукояті (рис. 9, б). Для визначення положення та переміщення штоку гідравлічного циліндру приводу телескопічної секції датчик встановлено безпосередньо на вихідну ланку телескопічної секції (рис. 9, в).

Тарування датчиків виконувалось безпосередньо на експериментальній установці при початкових проміжних та кінцевих положеннях штоків гідравлічних циліндрів. Тарувальні характеристики датчиків зображені на рис. 10.



а)



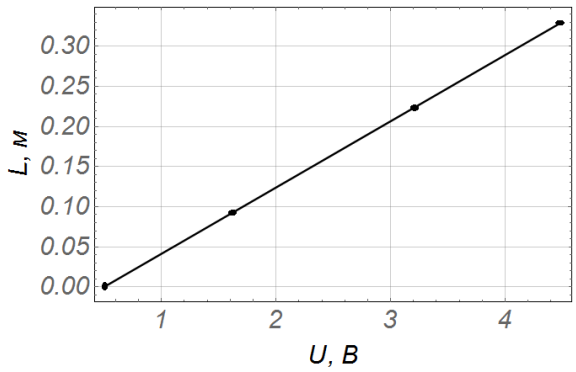
б)



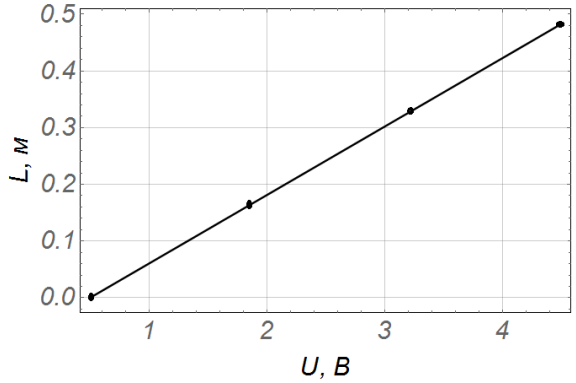
в)

Рис. 9. Розміщення датчиків лінійного переміщення на фізичній моделі: а) датчик переміщення штоку гідравлічного циліндра приводу стріли; б) датчик переміщення штоку гідравлічного циліндра приводу рукояті; в) датчик переміщення штоку гідравлічного циліндра приводу телескопічної секції.

Fig. 9. Placement of linear displacement sensors on the physical model: a) the sensor of movement of a rod of the hydraulic cylinder of the drive of the boom; b) the sensor of movement of a rod of the hydraulic cylinder of the drive of the jib; c) the sensor of movement of a rod of the hydraulic cylinder of the drive of telescopic section.



а)



б)

Рис. 10. Тарувальна характеристика датчика лінійного переміщення: а) гідравлічних циліндрів переміщення стріли та рукояті; б) гідравлічного циліндра переміщення телескопічної секції.

Fig. 10. Calibration characteristics of the linear displacement sensor: a) hydraulic cylinders for boom and jib movement; b) hydraulic cylinder moving the telescopic section.

Характеристика датчику лінійного переміщення штоку гідравлічного циліндру приводу стріли та рукояті розраховувалась за наступною залежністю:

$$L = \frac{1{,}291 \cdot L_n \cdot (U - 0{,}1 \cdot U_v)}{U_v}, \qquad (2)$$

де L_n – номінальний довжина вимірювання; U – напруга вихідного сигналу; U_v – напруга живлення датчика.

А залежність характеристики датчика лінійного переміщення штоку гідравлічного циліндру приводу телескопічної секції має наступний вигляд:

$$L = \frac{1{,}2072 \cdot L_n \cdot (U - 0{,}1 \cdot U_v)}{U_v}. \qquad (3)$$

При переміщенні ланок стрілової системи виникає коливання вантажу, який закріплений на жорсткому шарнірному підвісі на кінці стрілової системи. Кріплення вантажу виконано таким чином, що вантаж може здійснювати коливання тільки в площині зміни вильоту. Тому для відслідковування величини кута відхилення вантажу від вертикалі використано аналоговий резистивний датчик кутового переміщення DDR RFT 5KTGL39x28/2,5W. Корпус датчика нерухомо закріплений на кінці телескопічної секції співвісно шарнірного кріплення вантажу, а рухомий ротор датчика з'єднано з вантажем через жорстку штангу (рис. 11). Отже, при жорсткому зв'язку ротора датчика та вантажу, при відхиленні останнього, буде провертатись ротор датчика, тим самим змінюючи вихідну напругу.

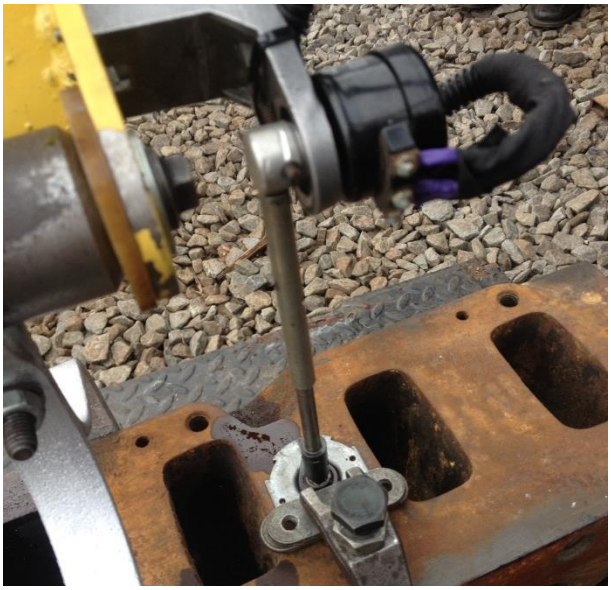


Рис. 11. Розміщення датчика вимірювання кутового відхилення вантажу на фізичній моделі крана-маніпулятора.

Fig. 11. Placement of the sensor for measuring the angular deviation of the load on the physical model of the crane-manipulator.

Тарування датчика виконувалось за допомогою кутоміра УН-127. Характеристика датчику кутового відхилення вантажу від вертикалі визначалась за наступною залежністю

$$\nu = \frac{1{,}291 \cdot \nu_n \cdot (U - 0{,}1 \cdot U_v)}{U_v}, \qquad (4)$$

де ν_n – номінальний кут вимірювання; U – напруга вихідного сигналу; U_v – напруга живлення датчика.

Тарувальна характеристика датчика кутового відхилення представлена на рис. 12.

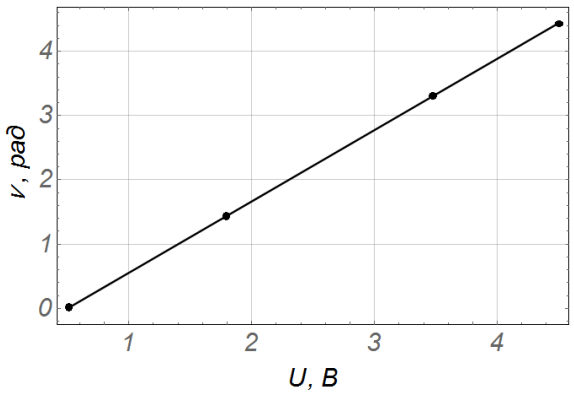


Рис. 12. Тарувальна характеристика датчика кутового відхилення вантажу від вертикалі.

Fig. 12. Calibration characteristic of the sensor of angular deviation of cargo from a vertical.

Живлення встановлених датчиків виконується від джерела постійного струму ємністю 100 Ah та

номінальною напругою 12 В. Наступна стабілізація вихідної напруги виконується за допомогою лінійного стабілізатора 142ЕН5А із фіксованою напругою 5 В та похибкою стабілізації напруги 0,05%.

Для отримання аналогових сигналів з датчиків застосовано мікросхему збору даних m-DAQ14, «ХОЛИТ^{TM} Дэйта Системс», яка була під'єднана через USB 2.0 High Speed інтерфейс до персонального комп'ютера HP Elite Book 8440p із встановленим програмним забезпеченням.

В процесі проведення експериментальних досліджень отримані числові дані вимірювання з датчиків, оброблені мікросхемою збору даних, передавались на персональний комп'ютер та зберігались в ньому у форматі «txt» документа для їх подальшої обробки.

Отримані результати експериментального дослідження режимів руху стрілової системи при поєднанні одночасного переміщення рукояті та телескопічної секції з використанням заводського та конструктивно зміненого золотників наведено в графічному вигляді на рис. 13 – рис. 19.

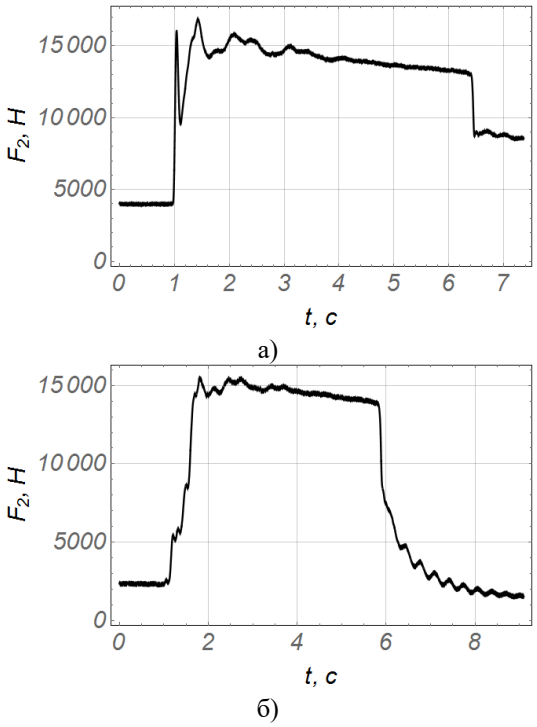


Рис. 13. Графік зусилля яке розвиває гідравлічний циліндр приводу рукояті: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

Fig. 13. The schedule of effort which develops the hydraulic cylinder of the drive of the jib: a) a factory spool; b) structurally changed spool.

Аналізуючи графіки зусилля (рис. 13 а), видно, що на початку руху рукояті із використанням заводських золотників виникає миттєве зростання зусилля, значення якого становить: $F_2 = 16202$ Н. В подальшому відбувається значний спад, а потім зростання значення зусилля, розмах якого становить $\Delta F_2 = 7536$ Н. При подальшому переміщенні спостерігається значне зусилля. За умови використання конструктивно змінених золотників з графіку зусилля (рис. 13 б) видно, що розгін відбувається плавно, а по його закінченні, набувають пікові значень зусилля, які дорівнюють $F_2 = 15750$ Н. При подальшому переміщенні спостерігаються коливання затухаючого характеру зусилля, розмах яких становить $\Delta F_2 = 1432$ Н.

При порівнянні між собою обох режимів руху видно, що при використанні конструктивно змінених золотників значення пікових зусиль на початку руху менші на 3%, а розмах зусиль зменшився на 81%.

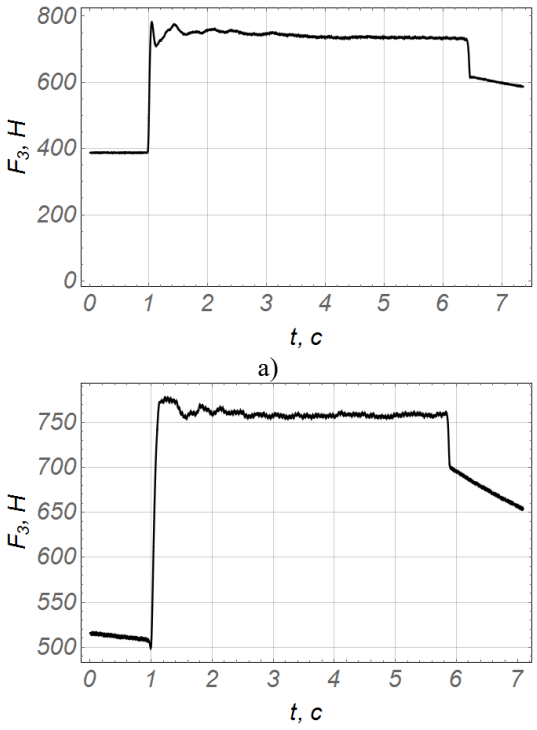


Рис. 14. Графік зусилля, яке розвиває гідравлічний циліндр приводу телескопічної секції: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник.

Fig. 14. Graph of the force that develops the hydraulic cylinder of the drive of the telescopic section: a) factory spool; b) structurally changed spool.

В початковий момент зменшення вильоту телескопічної секції при використанні заводських золотників виникає миттєве зростання зусилля (рис. 14 а), яке набуває пікових значень $F_3 = 784$ Н. При цьому номінальне значення зусилля становить $F_3 = 746$ Н, що на 5% менше від пікових значень. При подальшому переміщенні відбувається значний спад, а потім зростання значень зусилля, розмах яких становить $\Delta F_3 = 77$ Н. При використанні конструктивно змінених золотників зусилля (рис. 14 б) зростає плавно та в кінці розгону телескопічної секції набуває пікових значень $F_3 = 778$ Н. При цьому номінальне значення зусилля становить $F_3 = 754$ Н, що на 3% менше від пікового значення. Подальше переміщення супроводжується незначними коливаннями зусилля. Аналізуючи графіки швидкостей переміщення штоків гідравлічних циліндрів приводу рукояті та

телескопічної секції (рис. 15 та рис. 16) видно, що при застосуванні заводських золотників на перехідних режимах руху та виходу на усталений рух виникають пікові значення швидкості, які значно перевищують номінальні значення.

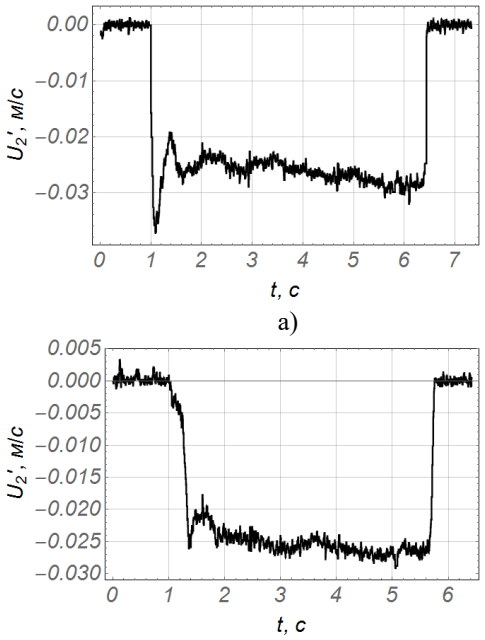


Рис. 15. Графік швидкості переміщення штоку гідравлічного циліндра приводу рукояті: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник.

Fig. 15. Graph of the speed of movement of the rod of the hydraulic cylinder of the jib drive: a) factory spool; b) structurally changed spool.

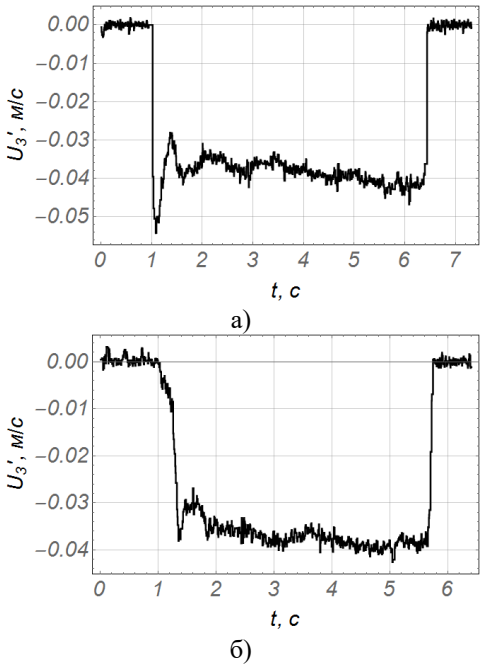


Рис. 16. Графік швидкості переміщення штоку гідравлічного циліндра приводу телескопічної секції: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник.

Fig. 16. Graph of the speed of movement of the rod of the hydraulic cylinder of the drive of the telescopic section: a) factory spool; b) structurally changed spool.

Швидкість переміщення штоку гідравлічного циліндру приводу рукояті та телескопічної секції на початку руху стрімко зростає та набуває пікового значення, яке відповідно дорівнює 0,037 м/с та 0,054 м/с. При цьому номінальна швидкість переміщення штоку гідравлічного циліндра приводу рукояті становить 0,025 м/с, а телескопічної секції 0,036 м/с. Різниця між номінальними та піковими значеннями для швидкості штоку гідравлічного циліндру приводу рукояті становить 32%, а телескопічної секції 33%.

За умови одночасного кутового переміщення рукояті та зменшення вильоту телескопічної секції відбувається знакозмінне відхилення вантажу (рис. 17).

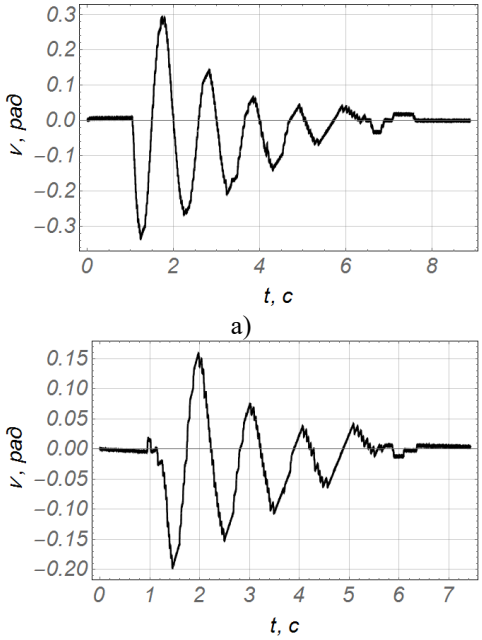
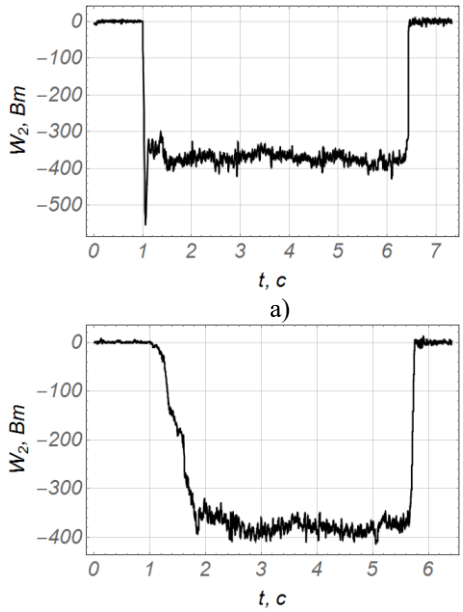


Рис. 17. Графік кутового відхилення вантажу: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник.

Fig. 17. Graph of angular deviation of cargo: a) factory spool; b) structurally changed spool.

Максимальне відхилення вантажу на початку руху при використанні заводських золотників (рис. 17, а) набуває значення $\nu = -0{,}34$ рад. При цьому розмах відхилення складає $\Delta\nu = 0{,}64$ рад. При гальмуванні розмах коливань становить $\Delta\nu = 0{,}06$ рад, а тривалість затухання коливань становить 1 с. Використовуючи конструктивно змінені золотники максимальне значення відхилення вантажу (рис. 17, б) на початку руху $\nu = -0{,}2$ рад. При цьому розмах відхилення складає $\Delta\nu = 0{,}36$ рад. При гальмуванні розмах коливань становить $\Delta\nu = 0{,}02$ рад, а тривалість затухання коливань дорівнює 0,8 с. Порівнюючи між собою обидва режими , можна відмітити, що за роботи із конструктивно зміненим золотником відхилення вантажу на початку руху зменшилось на 41%, а розмах відхилення вантажу на початку руху зменшився на 44%. Під час гальмування розмах коливань зменшився на 67%, а тривалість затухання коливань на 20%.

Для оцінки енергоефективності переміщення рукояті та телескопічної секції з вантажем за використання заводських та конструктивно змінених золотників на рис. 18 та рис. 19 наведено результати споживаної потужності.

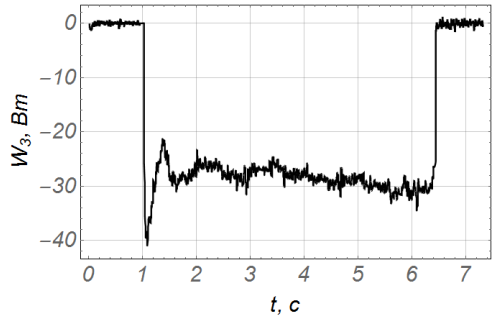


а)

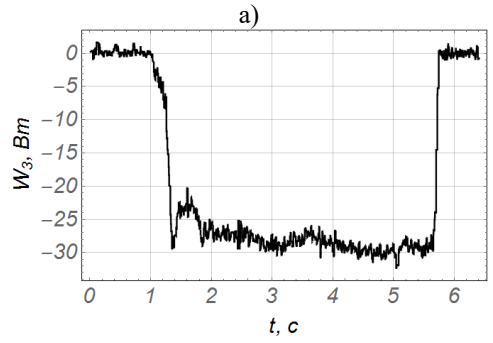
б)

Рис. 18. Графік затраченої потужності для переміщення рукояті з вантажем: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник.

Fig. 18. The schedule of the spent power for the movement of the jib with cargo: a) a factory spool; b) structurally changed spool.



а)



б)

Рис. 19. Графік затраченої потужності для переміщення телескопічної секції з вантажем: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник.

Fig. 19. Graph of power consumption for moving the telescopic section with cargo: a) factory spool; b) structurally changed spool.

При використанні заводських золотників спостерігається миттєве зростання споживаної потужності, яке перевищує номінальні значення для переміщення рукояті на 35% та телескопічної секції на 33%. При подальшому переміщенні спостерігаються значні відхилення споживаної потужності від номінального значення. Це викликано коливаннями тиску робочої рідини, металоконструкції стрілової системи та вантажу. Використовуючи конструктивно змінені золотники, дало можливість забезпечити плавне зростання споживаної потужності до номінального значення та в подальшому рівномірне її споживання з незначними відхиленнями від номінального значення.

Висновки

1. В результаті проведених експериментальних досліджень за одночасного кутового переміщення рукояті та зменшення вильоту телескопічної секції, та при порівнянні між собою обома режимами руху видно, що при використанні конструктивно змінених золотників пікові значення зусиль для переміщення рукояті на початку руху зменшились на 3%, а розмах зусиль – на 81%.

2. Відхилення вантажу на початку руху зменшилось на 41%, розмах відхилення вантажу - на 44%, а підчас гальмування на 67%. При цьому тривалість затухання коливань зменшилась на 20%.

Список літератури

1. Руководство по эксплуатации крана манипулятора ОМТЛ-70.00.000РЭ и его модификаций: веб-сайт URL: http://service-palfinger.ru/images/OMTL-70.pdf (Дата звернення 09.06.2019).

2. ПБ-10-257-98 Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов-манипуляторов.[Утвержден 31.12.98]. Гостехнадзор. Москва,1998. 172 с. (Информация и документация).

3. *Ковальский В. Ф.* Математическое моделирование динамики манипуляционной системы мобильной транспортно-технологической машины с учетом упругости звеньев. Известия МАМИ. 2016. №3. С. 9-15.

4. *Мильто А. А.* Динамический и прочностной анализ гидравлических крано-манипуляторных установок мобильных транспортно-технологических машин: дисс. … канд. техн. наук: Москва. МАДГТУ (МАДИ), 2016. 172 с.

5. *Бакай Б. Я.* Попереднє представлення рівняння динаміки маніпулятора методом Лагранжа-Ейлера. Науковий вісник НЛТУ України: Львів. Видавництво НЛТУ України, 2011. Вип. 21.18. С. 322-327.

6. *Ловейкін В. С., Міщук Д. О.* Математична модель динаміки зміни вильоту крана маніпулятора з жорсткими ланками. Техніка будівництва. КНУБА, 2006. Вип. №19. С. 26-29.

7. *Ловейкін В. С., Міщук Д. О.* Математичне моделювання зміни вильоту вантажу маніпулятором з

гідроприводом. Гірничі, будівельні, дорожні і меліоративні машини. Київ. 2012. С. 9-15.

8. *Лагерев И. А.* Моделирование рабочих процессов манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов: монография. Брянск изд. РИО БГУ. 2016. 371 с.

9. *Ловейкін В. С., Мищук Д. О.* Експериментальне дослідження динаміки руху штока гідроциліндра підйому шарнірнозчленованої стрілової системи крана-маніпулятора з гідроприводом Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. 2011. № 78. С. 28-34.

10. *Емтыль З. К. Бартенев Н. М., Татаренко А. П.* О влияние податливости рабочей жидкости и элементов гидропривода на динамическую нагруженность гидроманипулятора при совмещении движений звеньев. Труды ФОРА (Физического Общества Республики Адыгея) Майкоп: Изд-во АГУ, 2000. № 6. С. 83-87.

11. *Емтыль З. К., Бартенев И. М, Драплюк М. В., Попиков П. И., Татаренко А. П., Бухтояров Л. Д.* Гидроманипулятори и лесотехническое оборудование: монография. Москва.ФЛИНТА: Наука, 2011. 408 с.

12. *Добрачев А. А., Раевская Л. Т., Швец А. В.* Кинематические схемы, структуры и расчет параметров лесопромышленных манипуляторных машин: монография. Екатеринбург: Урал. гос. лесотехн. ун-т, 2014. 128 с.

13. *Міщук Д. О.* Дослідження динамічної моделі гідравлічного циліндра об'ємного гідроприводу Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. 2016. № 87. С. 74-81.

14. *Тертычный-Даури В. Ю.* Динамика робототехнических систем. Санкт-Петербург. НИУ ИТМО, 2012. 128 с.

15. *Заболотный К. С. Сирченко А. А. Жупиев А. Л.* Использование прямой задачи динамики для расчета манипулятора тоннельного укладчика. Вібрації в техніці та технологіях. Національний гірничий університет. 2016. №2 (82). С. 22-27.

16. *Dobrachev A. A., Raevskaya L. T., Shvets A. V.* Simulating the dynamic reaction of manipulator supports. Russian Engineering Research. 2010. Vol. 30. No. 1. P. 11-16.

17. *Ловейкин В. С., Мищук Д. А.* Синтез оптимального динамического режима движения стрелы манипулятора, установленного на упругом основании. Наука и Техника. 2019. Том 18. №1. С. 55-61.

18. *Loveikin V., Romasevych Y., Shymko L., Ohiienko 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.

References

1. Operation manual of the crane of the OMTL-70.00.000RE manipulator and its modifications: website http://service-palfinger.ru/images/OMTL-70.pdf (Date beast 09.06.2019).

2. PB-10-257-98 (1998). Rules for the Construction and Safe Operation of loader crane [Approved 12.31.98]. Gostekhnadzor. (Information and documentation). Moscow.

3. *Kovalsky V. F.* (2016). Mathematical modeling of the dynamics of the handling system of a mobile transport-technological machine, taking into account the elasticity of the links. MAMI. 3. 9-15.

4. *Milto A. A.* (2016). Dynamic and strength analysis of hydraulic crane-manipulators of mobile transport-technological machines (Unpublished candidate thesis). Moscow.

5. *Bakai B. Ya.* (2011). The previous presentation of the dynamic of the manipulator by the Lagrange-Euler method. Vidavnitstvo NLTU Ukraine. 322-327.

6. *Loveykin V. S., Mishchuk D. O.* (2006). Mathematical model of dynamics of change of departure of a crane of a manipulator with rigid links, Journal of Construction Engineering. KNUBA. 19. 26-29.

7. *Loveykin V. S., Mischuk D. O.* (2012). Mathematical modeling of changes in cargo departure with a hydraulic drive. Girnichi, budivelni, dorozhni i meliorativni mashini. 9-15.

8. *Lagerev I. A.* (2016). Simulation of workflows of handling systems of mobile multi-purpose transport and technological machines and complexes. Monograph. RIO BGU, Bryansk.

9. *Loveykin V. S., Mishchuk D. O.* (2011). Experimental study of dynamics of the stock of a hydraulic cylinder for lifting a hinged articulated boom system of a crane-manipulator with a hydraulic drive. Girnichi, budivelni, dorozhni i meliorativni mashini. 78. 28-34.

10. *Emtyl Z. K., Bartenev N. M., Tatarenko A. P.* (2000). About the influence of the flexibility of the working fluid and the elements of the hydraulic drive on the dynamic loading of the hydraulic manipulator when combining the movements of the links. Physical Society of the Republic of Adygea. 6. 83-87.

11. *Emtyl Z. K., Bartenev I. M, Draplyuk M. V., Popikov P. I., Tatarenko A. P., Bukhtoyarov L. D. (*2011). Hydraulic manipulator and forestry equipment: monograph, FLINTA, Nauka, Moscow.

12. *Dobrachev A. A., Raevskaya L. T., Shvets A. V.* (2014). Kinematic schemes, structures and calculation of parameters of timber processing manipulator machines: monograph, Ural state forestry University Yekaterinburg.

13. *Mishuk D. O.* (2016). Research of a dynamic model of a hydraulic cylinder of a volumetric hydraulic drive. Girnichi, budivelni, dorozhni i meliorativni mashini. 87. 74-81.

14. *Tertychny-Dauri V. Yu.* (2012). The dynamics of robotic systems. NRU ITMO.

15. *Zabolotny K. S. Sirchenko A. A. Zhupiev A. L.* (2016). Use of the direct problem of dynamics for calculating the manipulator of a tunnel stacker. Vibration in technology and technology. National Mining University. 2 (82) 22-27.

16. *Dobrachev A. A., Raevskaya L. T., Shvets A. V.* (2010). Simulating the dynamic reaction of manipulator supports. Russian Engineering Research. 1. 11-16.

17. *Loveykin V. S., Mishchuk D. A.* (2019). Synthesis of the optimal dynamic mode of movement of the boom of

the manipulator mounted on an elastic base. Science and Technology. 18(1). 55-61.

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

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ КРАНА-МАНИПУЛЯТОРА С ГРУЗОМ ПРИ СОВМЕЩЕННОМ ДВИЖЕНИЙ

В. С. Ловейкин, А. А. Сподоба

Анотация. С целью повышения производительности и надежности крана-манипулятора с гидроприводом согласно нормативно-технической документацией, регламентирующей безопасную эксплуатацию многозвенных кранов-манипуляторов, допускается совмещение движений с одновременным перемещением нескольких звеньев стреловой системы. В результате в работе рассмотрена методика проведения экспериментальных исследований в плоскости изменения вылета стреловой системы крана-манипулятора с грузом. Экспериментальные исследования проводились при условии одновременного углового перемещения рукояти и уменьшения линейного перемещения телескопической секции.

Для проведения экспериментальных исследований спроектировано и изготовлено экспериментальную установку крана-манипулятора с гидравлическим приводом. Подобрано и настроено измерительно-регистрирующее оборудование.

В рамках проведения экспериментальных исследований динамики перемещения стреловой системы крана-манипулятора с грузом разработана система управления механизмами привода, которая дает возможность реализовать оптимальные режимы движения звеньев стреловой системы.

В результате проведены экспериментальные исследования при условии одновременного перемещения рукояти и телескопической секции с грузом на конце стреловой системы. Получено пакет данных по реальным и оптимальным режимам движения звеньев стреловой системы крана-манипулятора. Обработанные данные приведены в графическом виде и проведен сравнительный анализ с реальными и оптимальными режимами движения.

Разработана методика проведения экспериментальных исследований, позволила определить влияние одновременного перемещения стрелы и рукояти на колебания груза, и влияние колебания груза на динамические нагрузки, возникающие в стреловой системе и механизмах привода крана-манипулятора.

Ключевые слова: экспериментальные исследования, изменение вылета, совмещение движений, кран-манипулятор, динамические нагрузки, колебания груза.

EXPERIMENTAL RESEARCH OF MODES OF MOVEMENT OF MANIPULATOR CRANE WITH LOAD AT COMBINATION OF MOVEMENTS

V. S. Loveikin, O. O. Spodoba

Abstract. In order to increase the productivity and reliability of a hydraulic-powered loader crane, according to the normative-technical documentation regulating the safe operation of multi-link cranes, it is allowed to combine movements with the simultaneous movement of several links of the boom system. As a result, the paper considers a technique for conducting experimental studies in the plane of changing the boom system of a loader crane with a load. Experimental studies were carried out under the condition of simultaneous angular movement of the jib and a decrease in the linear movement of the telescopic section.

To carry out experimental studies, an experimental installation of a hydraulic-driven loader crane was designed and manufactured. Measuring and recording equipment has been selected and adjusted.

In the framework of experimental studies of the dynamics of movement of the boom system of a loader crane with a load, a control system for drive mechanisms has been developed, which makes it possible to realize the optimal modes of movement of the links of the boom system.

As a result, experimental studies were carried out under the condition of the simultaneous movement of the jib and the telescopic section with a load at the end of the boom system. A package of data on real and optimal modes of movement of the links of the boom system of the loader crane was received. The processed data are presented in graphical form and a comparative analysis with real and optimal modes of movement is carried out.

The developed method of experimental research has made it possible to determine the effect of the simultaneous movement of the boom and jib on the oscillations of the load, and the effect of the oscillations of the load on the dynamic loads arising in the boom system and the drive mechanisms of the loader crane.

Key words: experimental research, change in departure, the combination of movements, loader crane, dynamic loads, load vibrations.

В. С. Ловейкін ORCID 0000-0003-4259-3900.
О. О. Сподоба ORCID 0000-0001-8217-866X.

Machinery & Energetics. *Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020, Vol. 11, No 3, 17-22*
ISSN 2663-1334 (print), ISSN 2663-1342 (online), www.journals.nubip.edu.ua/index.php/Tekhnica

http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.03.017

УДК 631.83.004

ТЕРМІНИ РЕМОНТНИХ РОБІТ ТА ПРОГНОЗУВАННЯ СТРОКІВ СЛУЖБИ КОНТАКТІВ РОЗБІРНОГО ТИПУ ЗА УМОВ НЕПОВНОТИ ВИХІДНОЇ ІНФОРМАЦІЇ

С. М. Волошин

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 141 – електроенергетика, електротехніка та електромеханіка.

Кореспонденція авторів: voloshyn@nubip.edu.ua.

Історія статті: отримано – квітень 2020, акцептовано – серпень 2020.
Бібл. 17, рис. 6, табл. 0.

Анотація. Розбірні контактні з'єднання є найбільш численними елементами електроустановок. Працездатність контактів, їх надійність у значній мірі залежить від режимів електричного струму і температури, контактного тиску та ін. Зміна режимів і тривалість експлуатації призводять до зростання перехідного опору контактів, температури їх нагрівання і можливого теплового руйнування. Традиційними засобами для регулювання тиску в контактах при зміні температурного режиму є стальні тарілчасті пружини. Попередніми дослідженнями встановлено, що ці засоби тільки частково вирішують проблему регулювання контактного тиску. Альтернативою традиційним засобам є інноваційна розробка засобів динамічного управлінням тиском на основі використання функціональних сплавів з ефектом пам'яті форми.

У роботі проведено математичний аналіз термінів проведення ремонтних робіт та строків служби контактів розбірного типу з використанням теорії ймовірності за умов неповноти вихідної інформації. Дослідженнями обґрунтовано, що застосування динамічного методу управління термомеханічним режимом розбірних контактів дозволяє стабілізувати тиск та подовжити термін експлуатації розбірних контактів у 3-4 рази.

Ключові слова: розбірні електричні контакти, перехідний опір, функціональні сплави з ефектом пам'яті форми, теорія ймовірності, нерівності Чебишева.

Постановка проблеми

Традиційні етапи ймовірнісного аналізу випадкових подій у технічних системах передбачають знання вихідних величин у вигляді статистичної інформації [1-5].

Однак отримати достатній об'єм достовірної інформації, яка дасть можливість визначити узагальнені коректні оцінки випадкових подій, практично неможливо [6-9].

Тому ймовірнісний аналіз пропонується здійснювати на основі таких положень [10-17]:

- базуючись на численних результатах статистичного аналізу випадкових факторів, які будуть фігурувати у подальшому в математичних моделях, приймається ствердження, що розподіл ймовірності випадкових факторів визначається законом Гауса (нормальний закон розподілу);
- область можливих значень випадкових факторів задається інтервалами (наприклад, за методом експертних оцінок спеціалістів);
- ймовірнісна оцінка інтервалів функції випадкових факторів за прийнятих умов неповноти вихідної інформації визначається за нерівністю Чебишева;
- проводиться аналіз чутливості ймовірнісного значення функції при різних законах розподілу ймовірності випадкових факторів (з метою порівняння).

Аналіз останніх досліджень

Обґрунтування термінів ремонтних робіт та прогнозування строків служби контактів розбірного типу передбачає наступні узагальнені умови: граничні значення відносної величини перехідного опору для проведення ремонтних робіт контактів приймається $R^*_{\text{пер}} = 2$, строку служби контактів – $R^*_{\text{пер}} = 3$ [5, 8]; врахування впливу на ймовірнісну величину термінів всіх факторів, що носять випадковий характер [11].

Результати досліджень

В основу аналізу задачі обґрунтування термінів доцільно покласти математичну модель, яка дає можливість моделювати процес старіння контактів у часі.

Після відповідних її перетворень відносно часу t, отримаємо:

$$t=\frac{9{,}006\cdot 10^{-6}\cdot N^2(R_{пер}-1)^2\left[1-\left(\frac{x_3}{640}\right)^{0{,}666}\right]^2}{D\cdot R_{пер}^2\left[\exp\left(\frac{-U}{K\cdot x_1}\right)\right]^3\cdot x_2^2\cdot x_4^2\cdot x_5^2\cdot\left[1-\left(\frac{x_1}{640}\right)^{0{,}666}\right]^2}, \quad (1)$$

де $x_1 = \theta$; $x_2 = t_m$; $x_3 = \theta_0$; $x_4 = S_{тш}$; $x_5 = H_{0кд}$. У подальшому дані чинники будуть представлені інтервалами:

$$\theta\in(\alpha_1;\beta_1);\ t_m\in(\alpha_2;\beta_2);\ \theta_o\in(\alpha_3;\beta_3);$$
$$S_{mш}\in(\alpha_4;\beta_4);\ H_{окд}\in(\alpha_5;\beta_5).$$

Відповідно до запису рівняння (1) щільність ймовірності сумісного здійснення декількох незалежних факторів буде:

$$p(x_1,x_2,x_3,x_4,x_5)=\prod_{i=1}^{5}p_i(x_i), \quad (2)$$

де щільність ймовірності випадкового фактору при нормальному законі розподілу (за законом Гауса):

$$p_i(x)=\frac{1}{\sigma_i\sqrt{2\cdot\pi}\,C_i}\cdot\left\{\exp\left[-\frac{(x-m_i)^2}{2\sigma_i^2}\right]\right\}; \quad (3)$$

$$C_i=\frac{1}{\sigma_i\sqrt{2\cdot\pi}}\cdot\int_{\alpha_i}^{\beta_i}\exp\left[-\frac{(x-m_i)^2}{2\sigma_i^2}\right]\cdot dx; \quad (4)$$

$$m_i=\frac{\alpha_i+\beta_i}{2};\ \sigma_i=\frac{k\cdot(\beta_i-m_i)}{20};\ i=\overline{1,5};\ k=\overline{1,7}.$$

При рівномірному розподілі щільності ймовірності випадкових величин:

$$p(x_1,x_2,x_3,x_4,x_5)=\prod_{i=1}^{5}p_i,$$

$$p_i=\frac{1}{\beta_i-\alpha_i}.$$

Математичне сподівання часу t:

$$Mt=\int_{\alpha_1}^{\beta_1}\dots\int_{\alpha_5}^{\beta_5}t(x_1,x_2,x_3,x_4,x_5)p(x_1)p(x_2)p(x_3)p(x_4)p(x_5)dx_1\dots dx_5=$$

$$=\int_{\alpha_1}^{\beta_1}\dots\int_{\alpha_5}^{\beta_5}\frac{9{,}006\cdot 10^{-6}\cdot N^2(R_{пер}-1)^2\left[1-\left(\frac{x_3}{640}\right)^{0{,}666}\right]^2}{D\cdot R_{пер}^2\left[\exp\left(\frac{-U}{K\cdot x_1}\right)\right]^3\cdot x_2^2\cdot x_4^2\cdot x_5^2\cdot\left[1-\left(\frac{x_1}{640}\right)^{0{,}666}\right]^2}\times \quad (5)$$

$$\times\,p(x_1)p(x_2)p(x_3)p(x_4)p(x_5)dx_1\dots dx_5$$

$$Mt^2=\int_{\alpha_1}^{\beta_1}\dots\int_{\alpha_5}^{\beta_5}t^2(x_1,x_2,x_3,x_4,x_5)p(x_1)$$

$$p(x_2)p(x_3)p(x_4)p(x_5)dx_1\dots dx_5=$$

$$=\int_{\alpha_1}^{\beta_1}\dots\int_{\alpha_5}^{\beta_5}\frac{9{,}006^2\cdot 10^{-12}\cdot N^4(R_{пер}-1)^4\left[1-\left(\frac{x_3}{640}\right)^{0{,}666}\right]^4}{D^2\cdot R_{пер}^4\left[\exp\left(\frac{-U}{K\cdot x_1}\right)\right]^6\cdot x_2^4\cdot x_4^4\cdot x_5^4\cdot\left[1-\left(\frac{x_1}{640}\right)^{0{,}666}\right]^4}\times \quad (6)$$

$$\times\,p(x_1)p(x_2)p(x_3)p(x_4)p(x_5)dx_1\dots dx_5$$

Середнє квадратичне відхилення часу обчислюється за виразом:

$$\sigma t=\sqrt{Mt^2-(Mt)^2}. \quad (7)$$

Відповідно до прийнятих положень аналізу ймовірнісну чисельну оцінку інтервалів часу t за умов неповноти вихідної інформації отримаємо з використанням нерівності Чебишева.

Для умови:

$$P\{|t-Mt|\le k\cdot\sigma t\}\ge 1-\frac{1}{k^2},\quad P\ge 0{,}95\Rightarrow k=\sqrt{20}, \quad (8)$$

інтервал часу (імовірності P≥0,95) буде визначатись:

$$Mt-\sqrt{20}\cdot\sigma t\le t\le Mt+\sqrt{20}\cdot\sigma t. \quad (9)$$

Обчислювальний експеримент ймовірностей інтервалів часу t досягнення перехідним опором граничних значень $R^*_{пер}=2$ та $R^*_{пер}=3$, розглянуто на прикладі контактної системи розбірного типу алюмінієвих шин. При цьому передбачається врахування різного характеру вихідних даних: детерміновані; випадкові з нормальним законом розподілу; випадкові з рівномірним розподілом щільності; детерміновані і випадкові з різними законами розподілу. Вихідні дані: N=16000 Н; $K=1{,}33\cdot10^{-23}$; $D=10^{-4}$; $U=0{,}5\cdot10^{-21}$; $\theta\in[25;100]$; $t_m\in[0{,}5;0{,}55]$; $\theta_0\in[5;30]$; $S_m\in[0{,}25;0{,}3]$; $H_0\in[450;550]$.

На рис. 1 представлено результати розрахунку інтервалів часу при умові нормального розподілу щільності імовірності випадкових факторів. Із рис. 1 видно, що еволюція перехідного опору у часі (при умові стабілізації контактного тиску) з ймовірністю P≥0,95 досягне рівня $R^*_{пер}=2$, на протязі відрізку часу t = 6369…7871 годин, та відповідно рівня $R^*_{пер}=3$, – на протязі відрізку часу t = 11323… 13994 годин.

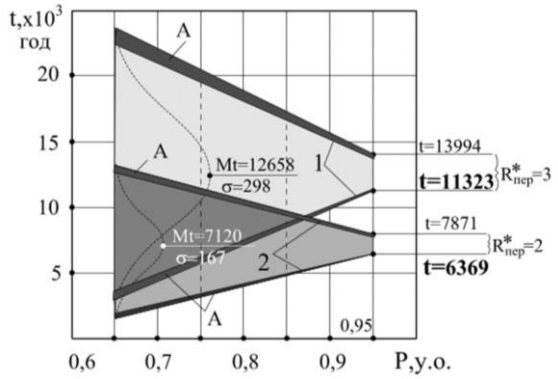
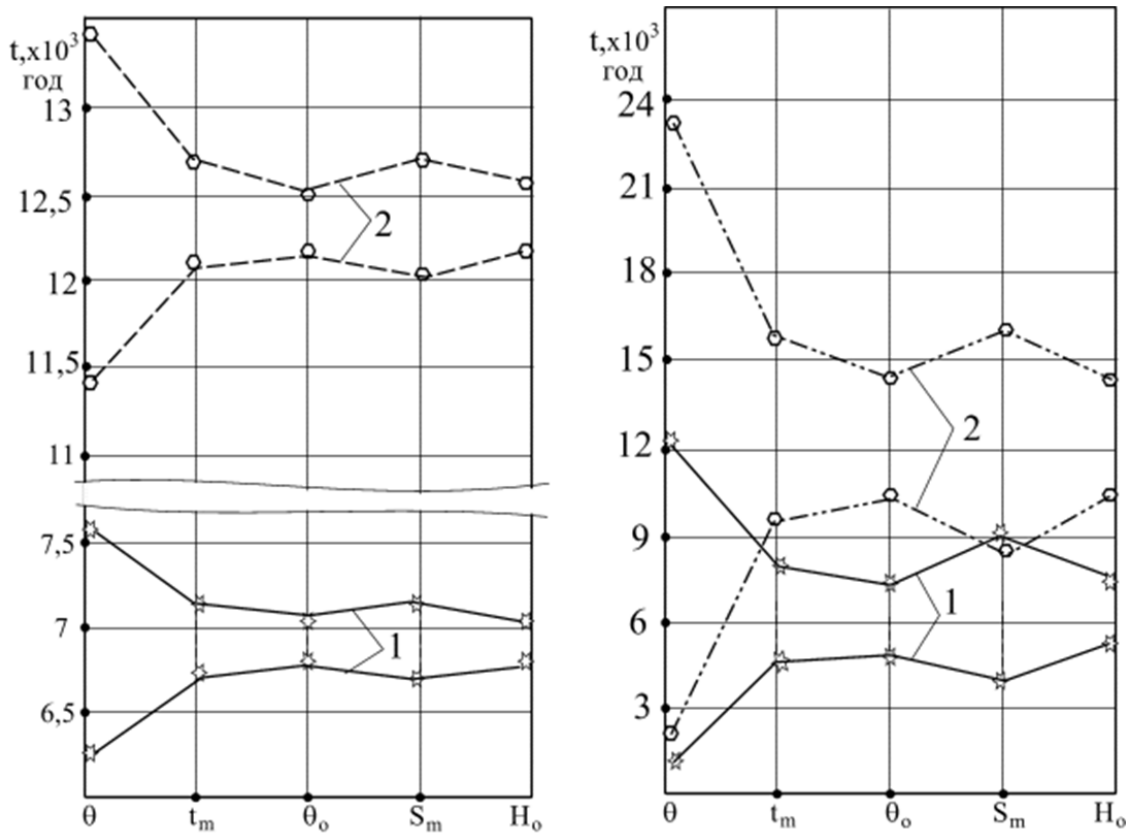


Рис. 1. Залежність інтервалу часу t від величини імовірності для: 1 – $R^*_{пер}=2$, 2 – $R^*_{пер}=3$.

Fig. 1. Dependence of time interval t on probability value for: 1 – $R^*_{пер}=2$, 2 – $R^*_{пер}=3$.

Для класичної моделі контакту без пристроїв управління тиском із сплавів з ефектом пам'яті форми аналогічні показники становлять, відповідно – 1993 годин та 3094 годин. У подальшому в якості експлуатаційних показників часу проведення ремонтних робіт та строку служби контактів необхідно прийняти нижчі крайні значення відповідних інтервалів часу, так як за межами даних з'єднання до стану теплового руйнування.



а) б)

Рис. 2. Вплив інтервалу невизначеності вихідних чинників на ймовірнісну величину інтервалу часу: а – нормальний закон розподілу щільності випадкової величини; б – рівномірний закон розподілу щільності випадкової величини; 1 – $R^*_{\text{пер}} = 2$, 2 – $R^*_{\text{пер}} = 3$.

Fig. 2. Influence of the source factor uncertainty interval on the probabilistic magnitude of the time interval.

Таблиця 1. Результати обчислювального експерименту визначення ймовірнісних інтервалів часу еволюції перехідного опору до рівнів $R^*_{\text{пер}} = 2$ та $R^*_{\text{пер}} = 3$.

Table 1. The results of a computational experiment to determine the probable time intervals of the evolution of the transient resistance to levels $R^*_{\text{пер}} = 2$ та $R^*_{\text{пер}} = 3$.

$R^*_{\text{пер}} = 2$		Вихідні фактори	$R^*_{\text{пер}} = 3$
1	6369≤ t≤ 7871	$x_1 \ldots x_5$ – нормально розподілені величини	11323≤ t≤ 13994
2	3872≤ t≤ 10188	x_1 – нормально розподілена величина $x_2 \ldots x_5$ – рівномірно розподілені	6883≤ t≤ 18111
3	1150≤ t≤ 16299	$x_2 \ldots x_4$ – нормально розподілені x_1, x_5 – рівномірно розподілені	563≤ t≤ 28977
4	6404≤ t≤ 7532	x_1 – нормально розподілена величина $x_2 \ldots x_5$ – детерміновані	11383≤ t≤ 13391
5	6816≤ t≤ 7112	x_2 – нормально розподілена величина $x_1, x_3 \ldots x_5$ – детерміновані	12117≤ t≤ 12644
6	6866≤ t≤ 7062	x_3 – нормально розподілена величина x_1, x_2, x_4, x_5 – детерміновані	12207≤ t≤ 12554
7	6788≤ t≤7140	x_4 – нормально розподілена величина x_1, x_2, x_3, x_5 – детерміновані	12067≤ t≤ 12694
8	6877≤ t≤ 7051	x_5 – нормально розподілена величина x_1, x_2, x_3, x_4 – детерміновані	12225≤ t≤ 12536
9	1405≤ t≤13209	x_1 – рівномірно розподілена величина $x_2 \ldots x_5$ – детерміновані	2656≤ t≤ 23811
10	5261≤ t≤8698	x_2 – рівномірно розподілена величина $x_1, x_3 \ldots x_5$ – детерміновані	9354≤ t≤15463
11	5830≤ t≤8134	x3 – рівномірно розподілена величина x1, x2, x4, x5 – детерміновані	10364≤ t≤14460

Продовження **таблиці 1.**
Continued of **table 1.**

$R^*_{\text{пер}} = 2$		Вихідні фактори	$R^*_{\text{пер}} = 3$
12	4941≤ t≤9032	x_4 – рівномірно розподілена величина x_1, x_2, x_3, x_5 – детерміновані	8784≤ t≤16056
13	5960≤ t≤7979	x_5 – рівномірно розподілена величина x_1, x_2, x_3, x_4 – детерміновані	10596≤ t≤14185

На рис. 1 також наведено ілюстрацію впливу звуження інтервалу вихідних величин у 2,5 рази (див. рис. 1, зони А).

Обраний метод аналізу процесу старіння розбірних контактних систем дає можливість дати ймовірнісну оцінку впливу розміру інтервалу невизначеності вихідних факторів на розрахункові показники старіння контактів. Алгоритм даного аналізу наступний. Почергово вихідні показники (дивись попередній приклад) фіксуються на рівні математичного сподівання за виключенням одного, який умовно носить випадковий характер, має інтервал невизначеності, що встановлюється методом експертних оцінок та нормальний закон розподілу. Аналогічний обчислювальний експеримент було проведено за умови, що щільність імовірності випадкового фактору характеризується рівномірним розподілом. Результати розрахунків представлено на рис. 2 і табл. 1.

На основі результатів обчислювального експерименту (рис. 2 та табл. 1) необхідно зробити основний висновок, що процес старіння контактів найбільше пов’язаний з температурою контактного з’єднання.

Найбільший вплив на ймовірнісну величину інтервалу часу створює фактор температури контакту. Для умов ймовірнісного аналізу даний фактор не являється керованим, тобто його вихідні значення обумовлюються природними та технічними обмеженнями і можуть бути змінені при введені нових нормативних документів, що стосуються температурних режимів контактних систем. Інші вихідні фактори можуть передбачати стадії уточнення і, відповідно, звуження інтервалів можливих значень. Наприклад, контактні системи можна класифікувати за певними ознаками – матеріалом контактів, технологією їх виготовлення, оснащенням додатковими елементами для управління контактним тиском, тощо. Для окремих підкласів контактів обґрунтування термінів проведення ремонтних робіт та строків служби матиме меншу похибку і носитиме більш коректний узагальнений характер.

Висновки

1. Дослідження процесу старіння контактів доцільно розглядати за умов неповноти вихідної інформації на базі застосування методів теорії ймовірності.

2. Граничним рівням перехідного опору за умови застосування управління контактним тиском на основі ефектів пам’яті форми та надпружності: $R^*_{\text{пер}} = 2$ відповідає ймовірнісний інтервал часу t = 6369…7871 годин необхідності проведення ремонту контакту; $R^*_{\text{пер}} = 3$ відповідає ймовірнісний інтервал часу t = 11323…13994 годин – строк служби контакту.

3. Збільшення граничних термінів проведення ремонтних робіт та строків служби контактів у порівнянні з класичною моделлю розбірного контакту складає 3-4 рази.

Список літератури

1. *Qian Y., Wang Y.* Discussion on necessity of developing 20kV voltage grade in distribution network. Anhui electric power. 2016. Vol. 3. P. 17-28.

2. *Fan M., Zhang Z., Liu S.* Rational scheming of voltage level in urban electric networks. Power system technology. 2017. Vol. 10. P. 64-68.

3. Yu J. Discussion on voltage grade in mid-voltage distribution grid. Heilongjiang electric power. 2020. Vol. 4. P. 244-247.

4. *Azizi S., Sanaye-Pasand M., Paolone M.* A modified formula for distance relaying of tapped transmission lines with grounded neutrals. IEEE Trans on Power Delivery. 2019. Vol. 34(2). P. 690-699.

5. *Rosas-Ortiz G., Sidhu T.* High-speed backup scheme for zone of non-pilot distance relays. IET Generation Transmission Distribution. 2007. Vol. 1(6). P. 938-947.

6. *Kumar M., Samuel C., Jaiswal A.* An overview of distributed generation in power sector. International Journal of Science, Technology & Management. 2015. Vol. 4(1). P. 1407-1423.

7. *Dent C. J., Ochoa L. F., Harrison G. P.* Network distribution capacity analysis using OPF with voltage step constraints. IEEE Trans on Power Systems. 2010. Vol. 25(1). P. 296-304.

8. *Masters C. L.* Voltage rise: the big issue when connecting embedded generation to long 11 kV overhead lines. IET Power Engineering Journal. 2002. Vol. 16(2). P. 5-12.

9. *Voorspools K., Brouwers E., D‘Haeseleer W.* Energy content and indirect greenhouse gas emissions embedded in emission-free‘ power plants: results for the low countries. Applied Energy. 2000. Vol. 67. P. 307-330.

10. *Lopes J., Hatziargyriou N., Mutale J., Djapic P., Jenkins N.* Integrating distributed generation into electric power systems: a review of drivers, challenges and opportunities. Electric Power Systems Research. 2007. Vol. 77(9). P. 1189-1203.

11. *Pudjianto D., Strbac G.* Investigation of regulatory, commercial, economic and environmental issues in microgrids. International Journal of Distributed Energy Resources. 2006. Vol. 2(3). P. 245-259.

12. *Krewitt W., Nitsch J.* The potential for electricity generation from on-shore wind energy under the constraints of nature conservation: a case study for two regions in Germany. Renewable energy. 2003. Vol. 28(10). P. 1645-1655.

13. *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.

14. *Lin H. I.* A fast and unified method to find a minimum-jerk robot joint trajectory using particle swarm optimization. Journal of Intelligent and Robotic Systems: Theory and Applications. 2014. Vol. 75. P. 379-392.

15. *Mikati M., Santos M., Armenta C.* Modelado y simulación de un sistema conjunto de energía solar y eólica para analizar su dependencia de la red eléctrica. Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial-RIAI. 2012. Vol. 9(3). P. 267-281.

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. *Guerrero J. W., Toscano A., Pacheco L. V., Tovar J.* Analysis of the energetic and productive effects derived by the installation of a conveyor belt in the metal-mechanic industry. International Journal of Energy Economics and Policy. 2018. Vol. 8(6). P. 196-201.

References

1. *Qian Y., Wang Y.* (2016). Discussion on necessity of developing 20kV voltage grade in distribution network. Anhui electric power. 3. 17-28.

2. *Fan M., Zhang Z., Liu S.* (2017). Rational scheming of voltage level in urban electric networks. Power system technology. 10. 64-68.

3. Yu J. (2020). Discussion on voltage grade in mid-voltage distribution grid. Heilongjiang electric power. 4. 244-247.

4. *Azizi S., Sanaye-Pasand M., Paolone M.* (2019). A modified formula for distance relaying of tapped transmission lines with grounded neutrals. IEEE Trans on Power Delivery. 34(2). 690-699.

5. *Rosas-Ortiz G., Sidhu T.* (2007). High-speed backup scheme for zone of non-pilot distance relays. IET Generation Transmission Distribution. 1(6). 938-947.

6. *Kumar M., Samuel C., Jaiswal A.* (2015). An overview of distributed generation in power sector. International Journal of Science, Technology & Management. 4(1). 1407-1423.

7. *Dent C. J., Ochoa L. F., Harrison G. P.* (2010). Network distribution capacity analysis using OPF with voltage step constraints. IEEE Trans on Power Systems. 25(1). 296-304.

8. *Masters C. L.* (2002). Voltage rise: the big issue when connecting embedded generation to long 11 kV overhead lines. IET Power Engineering Journal. 16(2). 5-12.

9. *Voorspools K., Brouwers E., D'Haeseleer W.* (2000). Energy content and indirect greenhouse gas emissions embedded in emission-free' power plants: results for the low countries. Applied Energy. 67. 307-330.

10. *Lopes J., Hatziargyriou N., Mutale J., Djapic P., Jenkins N.* (2007). Integrating distributed generation into electric power systems: a review of drivers, challenges and opportunities. Electric Power Systems Research. 77(9). 1189-1203.

11. *Pudjianto D., Strbac G.* (2006). Investigation of regulatory, commercial, economic and environmental issues in microgrids. International Journal of Distributed Energy Resources. 2(3). 245-259.

12. *Krewitt W., Nitsch J.* (2003). The potential for electricity generation from on-shore wind energy under the constraints of nature conservation: a case study for two regions in Germany. Renewable energy. 28(10). 1645-1655.

13. *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.

14. *Lin H. I.* (2014). A fast and unified method to find a minimum-jerk robot joint trajectory using particle swarm optimization. Journal of Intelligent and Robotic Systems: Theory and Applications. 75. 379-392.

15. *Mikati M., Santos M., Armenta C.* (2012). Modelado y simulación de un sistema conjunto de energía solar y eólica para analizar su dependencia de la red eléctrica. Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial-RIAI. 9(3). 267-281.

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. *Guerrero J. W., Toscano A., Pacheco L. V., Tovar J.* (2018). Analysis of the energetic and productive effects derived by the installation of a conveyor belt in the metal-mechanic industry. International Journal of Energy Economics and Policy. 8(6). 196-201.

ТЕРМИНЫ РЕМОНТНЫХ РАБОТ И ПРОГНОЗИРОВАНИЕ СРОКОВ СЛУЖБЫ КОНТАКТОВ РАЗБОРНЫЕ ТИПА В УСЛОВИЯХ НЕПОЛНОТЫ ИСХОДНОЙ ИНФОРМАЦИИ

С. М. Волошин

Аннотация. Разборные контактные соединения являются наиболее многочисленными элементами электроустановок. Работоспособность контактов, их надежность в значительной степени зависит от режимов электрического тока и температуры, контактного давления и др. Изменение режимов и продолжительность эксплуатации приводят к росту переходного сопротивления контактов, температуры их нагрева и возможного теплового разрушения. Традиционными средствами для регулирования давления в контактах при изменении температурного режима является стальные тарельчатые пружины. Предварительным исследованиями установлено, что эти средства только частично решают проблему регулирования контактного давления. Альтернативой

традиционным средствам является инновационная разработка средств динамического управлением давлением на основе использования функциональных сплавов с эффектом памяти формы.

В работе проведен математический анализ сроков проведения ремонтных работ и сроков службы контактов разборного типа с использованием теории вероятности в условиях неполноты исходной информации. Исследованиями обосновано, что применение динамического метода управления термомеханическим режимом разборных контактов позволяет стабилизировать давление и продлить срок эксплуатации разборных контактов в 3-4 раза.

Ключевые слова: разборные электрические контакты, переходное сопротивление, функциональные сплавы с эффектом памяти формы, теория вероятности, неровности Чебышева.

TERMS OF REPAIR WORKS AND FORECASTING OF TERMS OF SERVICE OF CONTACTS OF DISASSEMBLY TYPE IN CONDITIONS OF INCOMPLETE OF OUTPUT INFORMATION

S. M. Voloshin

Abstract. Collapsible contact joints are the most numerous elements of electrical installations. The efficiency of the contacts, their reliability to a large extent depends on the modes of electric current and temperature, contact pressure, etc. Modification of modes and operation time lead to an increase in the resistance of the contacts, the temperature of their heating and possible thermal destruction. Traditional means for controlling the pressure in the contacts when changing the temperature regime are steel plate springs. Previous investigations have established that these means only partially solve the problem of regulation of contact pressure. An alternative to traditional means is the innovative development of dynamic pressure control tools based on the use of functional alloys with the shape memory effect.

The mathematical analysis of terms of carrying out repair works and service life of collision type contacts with the use of probability theory in the conditions of incompleteness of the initial information is carried out. The research substantiates that the use of dynamic method of control of the thermomechanical regime of collapsible contacts allows to stabilize pressure and extend the life of collapsible contacts by 3-4 times.

Key words: collapsible electrical contacts, transient resistance, functional alloys with memory effect of form, probability theory, Chebyshev inequalities.

С. М. Волошин ORCID 0000-0002-4913-7003.

Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020, Vol. 11, No 3, 23-29
ISSN 2663-1334 (print), ISSN 2663-1342 (online), www.journals.nubip.edu.ua/index.php/Tekhnica

http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.03.023

УДК 621.87

MODELING AND CALCULATION POWER SAVING MODES GRAIN DRYING MATERIALS UNDER ENERGY FIELDS

V. O. Hryshchenko

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

Speciality of article: 141 – electric power, electrical engineering and electromechanics.

Corresponding author: vldr@nubip.edu.ua.

Article history: Received – April 2020, Accepted – August 2020.
Bibl. 14, fig. 3, tabl. 0.

Abstract. Storing grain quality materials in post harvest handling and storage is largely dependent on correctly implemented the drying process. In agricultural production mainly use costly convection dryer. The main share of wasteful energy consumption accounts for heat drying agent, some heat is lost to the environment through the working surface of the dryers and spent coolant. Ways to reduce these energy costs is to reduce the amount of drying agent in the process to the level necessary to absorb and remove moisture from the dryer and the working volume of the principles of targeted "delivery" of energy to vysushuyemoho material. Last principles successfully implemented using contactless energy supply of electromagnetic fields in a material exposure by microwave or infrared radiation. The article deals with the theoretical background processes of drying material in cyclic mode with infrared heating and high frequency electromagnetic field. The equations change over time settings grain material by heating using high frequency electromagnetic field or infrared light and ventilation in the grain does not allow heated air drying cycle count process. The algorithm calculating the overall process of drying cycle to determine rational modes of the process, providing minimize energy costs. The article deals with the theoretical background processes of drying material in cyclic mode with infrared heating and high frequency electromagnetic field. The equations change over time settings grain material by heating using high frequency electromagnetic field or infrared light and ventilation in the grain does not allow heated air drying cycle count process. The algorithm calculating the overall process of drying cycle to determine rational modes of the process, providing minimize energy costs. The article deals with the theoretical background processes of drying material in cyclic mode with infrared heating and high frequency electromagnetic field. The equations change over time settings grain material by heating using high frequency electromagnetic field or infrared light and ventilation in the grain does not allow heated air drying cycle count process. The algorithm calculating the overall process of drying cycle to determine rational modes of the process, providing minimize energy costs. The article deals with the theoretical background processes of drying material in cyclic mode with infrared heating and high frequency electromagnetic field. The equations change over time settings grain material by heating using high frequency electromagnetic field or infrared light and ventilation in the grain does not allow heated air drying cycle count process. The algorithm calculating the overall process of drying cycle to determine rational modes of the process, providing minimize energy costs. The equations change over time settings grain material by heating using high frequency electromagnetic field or infrared light and ventilation in the grain does not allow heated air drying cycle count process. The algorithm calculating the overall process of drying cycle to determine rational modes of the process, providing minimize energy costs.

Key words: infrared heating, microwave heating, ventilation, drying grain, cyclical drying.

Introduction

The problem of maintaining the quality of grain materials in post harvest handling and storage is largely dependent on correctly implemented the drying process [1]. Currently in agricultural production mainly use costly convection dryer [2]. The main share of wasteful energy consumption accounts for heat drying agent, some heat is lost to the environment through the working surface of the dryers and spent coolant [3]. Ways to reduce these energy costs is to reduce the amount of drying agent in the process to the level necessary to absorb and remove moisture from the dryer and the working volume of the principles of targeted "delivery" of energy to the material.

Formulation of problem

Last principles successfully implemented using contactless energy supply of electromagnetic fields in a material exposure by microwave or infrared radiation [4]. The prospects of using high frequency electromagnetic field (EMF SHF) and infrared (ICHV) during heat treatment and drying grain materials such as independent energy sources defined experimental results [5]. But the search combined methods of treating materials in which energy is supplied only to the material in an amount necessary to achieve a specific action (heating, remove surface moisture or internal) is very relevant and timely [6]. The prospects of using high frequency

electromagnetic field (EMF SHF) and infrared (ICHV) during heat treatment and drying grain materials such as independent energy sources defined experimental results [7]. But the search combined methods of treating materials in which energy is supplied only to the material in an amount necessary to achieve a specific action (heating, remove surface moisture or internal) is very relevant and timely [8]. The prospects of using high frequency electromagnetic field (EMF SHF) and infrared (ICHV) during heat treatment and drying grain materials such as independent energy sources defined experimental results [9]. But the search combined methods of treating materials in which energy is supplied only to the material in an amount necessary to achieve a specific action (heating, remove surface moisture or internal) is very relevant and timely [10].

Analysis of recent research results

Viability use directional energy to obroblyuyemyy material, namely heating and drying processes through targeted energy supply ultra high frequency electromagnetic radiation is described in [11].

The implementation process of microwave drying grain in specific units described in publications [12].

Energy and technological feasibility of energy of ultrahigh frequency electromagnetic field to intensify the drying process grounded in [11–13].

Question mathematical description and calculation drying processes discussed in scientific studies [14].

Analysis of publications [10, 12, 14] proved the effectiveness and drying cycle pulsed electromagnetic field on the material. But research in theoretical terms no matter the mathematical description of the combined–cycle drying grain materials.

Purpose of research

The purpose of the study is form a simplified model of the mathematical description of the process of cyclic heat treatment and drying grain material to determine energy efficient modes of infrared and microwave systems processing grain material.

Results of research

Experience in carrying out lifting works testifies that In general, the processes of heat transfer and mass in capillary–porous bodies terms of microwave and infrared heating system describing two or three differential equations. A. Lykov a partial, solution of which is considerable difficulty in practically useful forms can be obtained only by numerical methods. Since the solution of difficulties associated with the process parameters at rozpodilenistyu gradient forms of transport, using the approximate concentration hyphenation volume can be obtained analytical solutions for specific processing conditions of the product. Considering loose (particulate) material that moves or is moved in a thin (1–3 grains) for which microwave or infrared heating can be considered uniform in volume corns can be greatly simplified description of the process of heating and drying taking these simplifying assumptions:

- gradients of temperature and humidity are so small that they can be ignored and considered medium volume temperature value $\theta_c(\tau)$ and humidity $U(\tau)$ material,
- excess pressure in the capillaries of the material caused by the effect of EMF is a function of the temperature of the material and recorded via the temperature dependence of mass transfer coefficient (drying),
- existing patterns of distribution of the radiation absorbed in the thickness of the material can also be averaged by volume (thickness) assuming uniform heating.

Under such conditions, the solution interrelated equations of heat and mass transfer leads to the integral equation heat transfer Alexander Lykov [11]:

$$q_f(\tau) = r\rho_0 R_v \frac{dU_c}{d\tau} + \rho_0 R_v C \frac{d\theta_c}{d\tau}, \quad (1)$$

where: $R_v=V/F$ – hydraulic radius, V – volume (particle layer), F – surface, ρ_0 – density completely dry body, C – specific heat, r – enthalpy of vaporization, θ, U – temperature and moisture content of the material, $q(\tau)$ – average heat flux through the surface material.

Dividing all the members of (1) to obtain R_v:

$$q_v(\tau) = r\rho_0 \frac{d\overline{U}}{d\tau} + \rho_0 C \frac{d\overline{\theta}}{d\tau}, \quad (2)$$

where: $q_v(\tau)$ – specific volumetric thermal output.

The values of $q_f(\tau)$ and $q_v(\tau)$ – defined by the known formulas [11, 13] for IR energy supply:

$$q_f(\tau) = A_\lambda \sigma_0 c_{np}\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right], \quad (3)$$

$$q_v(\tau) = 0.555\cdot 10^{-10}\varepsilon' f E^2 tg\delta, \quad (4)$$

where: $c_{np}=(\varepsilon_1^{-1}+\varepsilon_2^{-1}-1)^{-1}$ – shows the emissivity of, ε_1, ε_2 – degree heat emissivity surfaces, σ_0 – was the Stefan–Boltzmann, A_λ – absorption coefficient of the material infrared rays, ε' – dielectric permeability, $tg\delta$ – dissipation factor, f, E – the frequency and intensity of the electromagnetic field.

Repeat grain drying material provides for periodic heating of grain microwave source material, followed by blowing air layer material (with heating and without heating). To determine the outpouring of heat exposure of the material and the length of its forced ventilation (blowing) without heating and hot air drying for basic characteristics (temperature and humidity of the material during heating and purging) and the total time periodic review process mode setting and continuous.

For the entire volume of the material (in the chamber drying) process of heating the internal power source P ($P=N\eta$, where N – power microwave sources of EMF, η – efficiency Megatron) in the presence of heat exchange between the material and still air in the chamber heat balance equation look like:

$$\rho_0 V_m c_m \frac{d\theta}{d\tau} - \rho_0 r V_m \frac{dU}{d\tau} + \alpha f(\theta - t) = P, \quad (4)$$

$$\rho_v V_v c_v \frac{dt}{d\tau} = \alpha f(\theta - t), \quad (5)$$

where: V_m, V_v – the volume of material and the air in the chamber, c_m, c_v – specific heat of the material and air, α – heat transfer coefficient, θ, t – the temperature of the material and air.

For closure system (4)–(5) equations, using criteria Rehbinder $Rb=cd\theta/rdU$, obtain the equation of communication:

$$-\frac{dU}{d\tau} = \frac{c}{rRb}\frac{d\theta}{d\tau}. \quad (6)$$

Substituting the value of $dU/d\tau$ in equation (4) and solving (4) and (5) in the initial conditions: $\tau=0$, $t=t_0$, $\theta=\theta_0$, we get:

$$\theta(\tau) = \theta_0 + \frac{Q}{B}\tau - \frac{A}{B}\left(\frac{Q}{B} - T_0\right)\left(1 - e^{-\frac{B}{A}\tau}\right), \quad (7)$$

where: $Q=P/\alpha F$, $A=(mc'm_v c_p)/(\alpha F)^2$, $B=(mc+m_v c_p)/\alpha F$, $c'=c(1+Rb^{-1})$, $T_0=(P/mc)+(\alpha F/mc)(t_0-\theta_0)$.

The equation describes the change in temperature of the grain material during heating in the microwave EMF. Using the experimentally obtained dependence [6] The moisture content of the criterion Rehbinder material: $Rb(U)=R_0 e^{aU}$ rewrite equation (6) as:

$$R_0 e^{aU}\frac{dU}{d\tau} = \frac{c}{r}\frac{d\theta}{d\tau}. \quad (6a)$$

Prodifferentiative dependence $\theta(\tau)$ and substituting the value obtained in equation (6a) after differentiation within $U1 \to U$, $0 \to \tau$ get:

$$U(\tau) = \frac{1}{a}\ln\left[e^{aU_1} + \frac{c'a}{rR_0}\left(\frac{Q}{B}\tau + \left(\frac{Q}{B} - T_0\right)\times \frac{A}{B}e^{-\frac{B}{A}\tau}\right)\right] \quad (8)$$

Equation (8) describes the change in moisture content in the process of heat when exposed to EMF MVCH.

During the heated grain ventilation air temperature at the inlet of the layer t1 heat balance equation is written as

$$G_v c_p \eta(t_1 - \theta) = c'm\frac{d\theta}{d\tau}, \quad (9)$$

where: $\eta=(t_1-t_2)/(t_1-\theta)=1-\exp(-\alpha F/G_v c_p)$, t_1, t_2 – the temperature of the input and output layers of the grain material.

Changing moisture Alexander Lykov by the formula:

$$-\frac{dU}{d\tau} = k(\theta)(U - U_p). \quad (10)$$

Solution equation (9) with the initial conditions: $\tau=0$, $\theta=\theta_0$, will look like:

$$\theta(\tau) = t_1 + (\theta_0 - t_1)e^{-\frac{\tau}{T}}, \quad (11)$$

where: $T=c'm/G_v c_p \eta$.

Using linear approximation dependence of drying temperature: $k(\theta)=k_1\theta$ of equations (10) and (11) we get:

$$\frac{dU}{d\tau} = k_1\left[t_1 + (\theta_0 - t_1)e^{-\frac{\tau}{T}}\right]d\tau. \quad (12)$$

Integrating the conditions: $\tau=0$, $U=U_0$ after transformations have:

$$U(\tau) = U_p + (U_1 - U_p)\exp\left(k_1 t_1 \tau - (\theta_0 - t_1)Te^{-\frac{\tau}{T}}\right). \quad (13)$$

Equation (13) describes zmine moisture content of grain heated during ventilation.

For continuous process using equation (7, 8) and (11, 13) replacing $\tau=xV^{-1}$ (where V – the velocity of the material, x – coordinate direction of the material). At the zonal method of calculation equations replace $\Delta\tau_i=\Delta x_i V^{-1}$.

The equations change over time settings grain material when heated in the microwave EMF and with aeration of grain not allow heated air drying cycle count process as follows (Fig. 1).

When using moist heat radiation in the infrared material equation (4) the value of the power source, define internal formula (3) and rewrite it as:

$$A_\lambda c'_{np} 10^{-8}(T_1^4 - T_2^4)F_w = m_m c_m \frac{d\theta}{d\tau} - m_{m0} r\frac{dU}{d\tau} + \alpha f(\theta - t). \quad (4a)$$

For analytical solution of the system (3) – (4a) linearizes the left part of the equation (4a) using a [13] linear coefficient of heat transfers by radiation:

$$\alpha_l = c'_{np} 10^{-8}(T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2),$$

and therefore substitution:

$$A_\lambda c'_{np} 10^{-8}(T_1^4 - T_2^4)F_w = \alpha_l F_w(\theta_w - \theta),$$

where: $T_1 = 273 + \theta_w$, $T_2 = 273 + \theta$, θ_w – radiator heating temperature in steady state (after warming up).

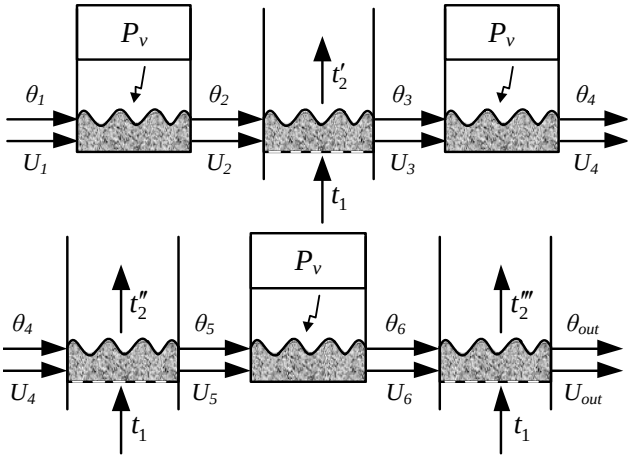


Fig. 1. The scheme of calculating the cyclical drying grain material.

Рис. 1. Схема розрахунку циклічного висихання зернового матеріалу.

We write the equation of kinetics heating material and ambient air chambers in the form of:

$$T_1\frac{d\theta}{d\tau}+a_1\theta-b_1=t\,, \tag{14}$$

$$T_2\frac{dt}{d\tau}+a_2t-b_2=\theta\,, \tag{15}$$

where: $T_1=\dfrac{m_mc_m}{\alpha F+\alpha_lF_w}$, $T_2=\dfrac{m_pc_p}{\alpha F}$,

$a_1=\dfrac{\alpha F+\alpha_lF_w}{\alpha F}$, $b_1=\dfrac{\alpha_lF_w}{\alpha F}\theta_w$, $a_2=\dfrac{KF_0+\alpha F}{\alpha F}$,

$b_2=\dfrac{KF_0}{\alpha F}t_0$.

Combining equations (14) and (15) to one that is relatively solving system $\theta(\tau)$ and $t(\tau)$ will have two equations:

$$A\frac{d^2\theta}{d\tau^2}+B\frac{d\theta}{d\tau}+C\theta=D_1, \tag{16}$$

$$A\frac{d^2t}{d\tau^2}+B\frac{dt}{d\tau}+Ct=D_2\,, \tag{17}$$

where: $A=T_1T_2$, $B=T_1a_2+T_2a_1$, $C=(a_1a_2-1)$, $D_1=b_2+a_2b_1$, $D_2=b_1+a_1b_2$.

Solving ordinary differential equations (16) and (17) with the initial conditions: $\tau=0$, $\theta=\theta_0$, $t=t_0$, will have the following changes:

$$\theta(\tau)=\frac{C\theta_0-D_1}{C(r_1-r_2)}\left[r_1e^{r_2\tau}-r_2e^{r_1\tau}\right]+\frac{D_1}{C}, \tag{18}$$

$$t(\tau)=\frac{Ct_0-D_2}{C(r_1-r_2)}\left[r_1e^{r_2\tau}-r_2e^{r_1\tau}\right]+\frac{D_2}{C}. \tag{19}$$

Using experimental approximation criterion depending on humidity Rebinder $Rb'(U)$ Equations (6a) and derivative $d\theta(\tau)/d\tau$ (18):

$$\frac{d\theta(\tau)}{d\tau}=K_1r_1r_2\left(e^{r_2\tau}-e^{r_1\tau}\right),$$

drying kinetics equation we get:

$$-R_0'e^{a_1U}\frac{dU}{d\tau}=K_1r_1r_2\left(e^{r_2\tau}-e^{r_1\tau}\right). \tag{20}$$

Where $K_1=\dfrac{C\theta_0-D_1}{C(r_1-r_2)}$.

Solution of equation (20) with the initial conditions: $\tau=0$, $U=U_0$:

$$U(\tau)=\frac{1}{a_1}\ln\frac{a_1}{R_0}\left[\begin{array}{l}\dfrac{R_0}{a_1}e^{a_1U_0}-\\ -K_1r_2\left(1-e^{r_1\tau}\right)+\\ +K_1r_1\left(1-e^{r_2\tau}\right)\end{array}\right]. \tag{21}$$

Equation (21) determines the change in moisture content material with infrared irradiation temperature radiator $\theta_w=const$ in air temperature $t=const$.

Changes in temperature and moisture content of the material at the heated grain aeration is determined by the equations (11) and (13).

The algorithm for calculating the cyclical drying process consists of sequential calculation curves heating and drying formulas (7), (8) for microwave irradiation, and the formulas (11), (13) calculated temperature change material and its moisture content mode ventilation layer material. The initial (input) values of the parameters $\theta_1(x)$ and $U_1(x)$ for each of the following areas will be the final parameters $\theta_2(x)$ and $U_2(x)$ the previous zone. For example, in the first zone of microwave heating in the direction of the grain bed just formulas (7) and (8) that are accepted in the diagram (Fig. 1) notation written in this form (with $0\le x\le L_1$, $x=L_1$, $\theta_1(x)=\theta_2$, $u_1(x)=u_2$):

$$\theta_1(x)=\theta_1+\frac{Q}{Bv}x-\frac{A}{B}\left(\frac{Q}{B}-T_1\right)\left(1-e^{-\frac{B}{vA}x}\right), \tag{22}$$

$$u_1(x)=\frac{1}{a}\ln\left[e^{au_1}+\frac{c'a}{rR_0}\left(\begin{array}{l}\dfrac{Q}{Bv}x+\\ +\left(\dfrac{Q}{B}-T_1\right)\times\\ \times\dfrac{A}{B}e^{-\frac{B}{Av}x}\end{array}\right)\right]. \tag{23}$$

For the next first zone ventilation (air filtration) kinetics equation heating and drying written in the form (in $0\le x\le L_2$, $x=L_2$, $\theta_1'(x)=\theta_3$, $u_1'(x)=u_3$):

$$\theta_1'(x)=t_1+(\theta_2-t_1)e^{-\frac{1}{vT}x}, \tag{24}$$

$$u_1'(x)=u_p+(u_2-u_p)\times$$

$$\times\exp\left(k_1t_1xv^{-1}-(\theta_2-t_1)e^{-\frac{1}{vT}x}\right). \tag{25}$$

For the second zone microwave heating (with $0\le x\le L_1$, $x=L_1$, $\theta_3(x)=\theta_4$, $u_3(x)=u_4$):

$$\theta_2(x)=\theta_3+\frac{Q}{Bv}x-\frac{A}{B}\left(\frac{Q}{B}-\theta_3\right)\left(1-e^{-\frac{B}{vA}x}\right), \tag{26}$$

$$u_2(x)=\frac{1}{a}\ln\left[e^{au_3}+\frac{c'a}{rR_0}\left(\begin{array}{l}\dfrac{Q}{Bv}x+\\ +\left(\dfrac{Q}{B}-\theta_3\right)\times\\ \times\dfrac{A}{B}e^{-\frac{B}{Av}x}\end{array}\right)\right]. \tag{27}$$

For the second aeration zone (at $0\le x\le L_2$, $x=L_2$, $\theta_2'(x)=\theta_5$, $u_2'(x)=u_5$):

$$\theta_2'(x)=t_1+(\theta_4-t_1)e^{-\frac{1}{vT}x}, \tag{28}$$

$$u_2'(x) = u_p + (u_4 - u_p)\times$$
$$\times \exp\left(k_1 t_1 x v^{-1} - (\theta_4 - t_1) e^{-\frac{1}{vT}x} \right). \quad (29)$$

The third area of microwave heating (with $0 \le x \le L_1$, $x = L_1$, $\theta_3(x) = \theta_6$, $u_3(x) = u_6$):

$$\theta_3(x) = \theta_5 + \frac{Q}{Bv}x - \frac{A}{B}\left(\frac{Q}{B} - \theta_5\right)\left(1 - e^{-\frac{B}{vA}x}\right), \quad (30)$$

$$u_3(x) = \frac{1}{a}\ln\left[\begin{array}{l} e^{au_4} + \frac{c'a}{rR_0}\times \\ \times\left(\frac{Q}{Bv}x + \left(\frac{Q}{B} - \theta_5\right)\frac{A}{B}e^{-\frac{B}{Av}x}\right) \end{array}\right]. \quad (31)$$

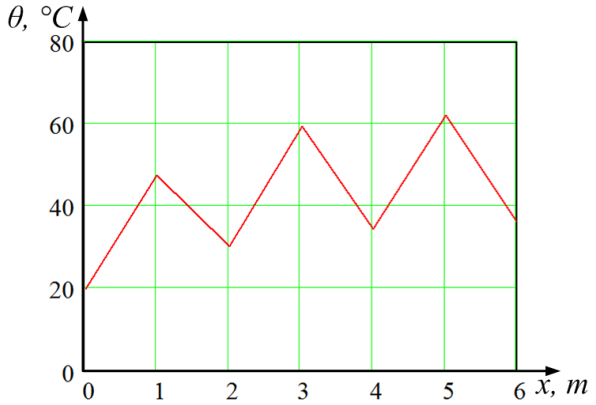


Fig. 2. Change the temperature grain drying under cyclic heating in the microwave power was 400 watts (weight 0.12 kg) and ventilation air 21 °C.

Рис. 2. Зміна температури сушіння зерна при циклічному нагріванні в мікрохвильовій печі була потужністю 400 Вт (вага 0,12 кг) і вентиляції повітря 21 °C.

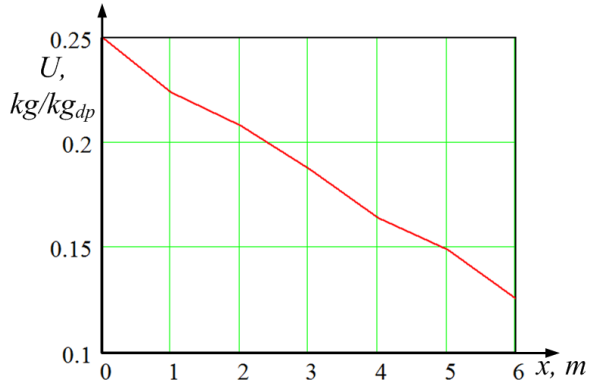


Fig. 3. Change the grain moisture content during the drying cycle.

Рис. 3. Зміна вмісту вологи в зерні протягом циклу сушіння.

For the third venting zone (at $0 \le x \le L_2$, $x = L_2$, $\theta_3'(x) = \theta_{out}$, $u_2'(x) = u_{out}$):

$$\theta_3'(x) = t_1 + (\theta_6 - t_1)e^{-\frac{1}{vT}x}, \quad (32)$$

$$u_3'(x) = u_p + (u_6 - u_p)\times$$
$$\times \exp\left(k_1 t_1 x v^{-1} - (\theta_4 - t_1) e^{-\frac{1}{vT}x} \right). \quad (33)$$

where: θ_{out}, u_{out} – final temperature and moisture content of the material.

Fig. 2–3. is shown graphic changes depending on parameters of drying cycle.

Conclusions

1. As a result of theoretical research formulated a mathematical model of drying material in cyclic mode and simplified formula for calculating the heating and drying process using microwave heating and infrared heating.
2. Algorithm for calculating the overall process of drying cycle to determine rational modes of the process, providing minimize energy costs.

References

1. *Bogaert L., Mathieu H., Mhemdi H., Vorobiev E.* (2018). Characterization of oilseeds mechanical expression in an instrumented pilot screw press. Industrial Crops and Products. 121. 106-113.

2. *Dobrin D., Magureanu M., Mandache N., Ionita M.* (2015). The effect of non-thermal plasma treatment on wheat germination and early growth. Innovative Food Science & Emerging Technologies. 29. 255-260. https://doi.org/10.1016/j.ifset.2015.02.006.

3. *Gorji A., Rajabipour A., Tavakoli H.* (2010). Fracture resistance of wheat grain as a function of moisture content, loading rate and grain orientation. Australian Journal of Crop Science. 4. 448-452.

4. *Kotov B., Kalinichenko R., Spirin A.* (2015). Mathematical modeling of heat and mass transfer process under heat treatment of grain materials in dense layer. TEKA. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. 17(5). 54-57.

5. *Kotov B. I., Spirin A. B., Tverdokhlib I. V., Polyevoda Y. A., Hryshchenko V. O., Kalinichenko R. A.* (2018). Theoretical researches of cooling process regularity of the grain material in the layer. INMATEH: Agricultural Engineering. 54(1). 87-94.

6. *Kroulík M., Húla J., Rybka A., Honzík I.* (2016). Pneumatic conveying characteristics of seeds in a vertical ascending airstream. Research in Agricultural Engineering. 62(2). 56-63.

7. *Kuznetsov Y. A., Volzhentsev A. V., Kolomeichenko A. V., Kalashnikova L. V.* (2017). Grounding of construction parameters of pseudofluidized layer dryer working chamber. INMATEH: Agricultural Engineering. 52(2). 33-38.

8. *Rogovskii I. L., Palamarchuk I. P., Kiurchev S. V., Verkholantseva V. O., Voinash S. A., Sokolova V. A., Gogolevski A. S.* (2020). Mathematical modeling of the impulse bubbling process of bulk mass by the coolant flow. IOP Conference Series: Materials Science and

Engineering. 919. 052026. doi:10.1088/1757-899X/919/5/052026.

9. *Rogovskii I. L., Stepanenko S. P., Novitskii A. V., Rebenko V. I.* (2020). The mathematical modeling of changes in grain moisture and heat loss on adsorption drying from parameters of grain dryer. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 548. 082057 doi:10.1088/1755-1315/548/8/082057.

10. *Kuznetsov Y. A., Volzhentsev A. V., Kolomeichenko A. V., Kalashnikova L. V.* (2018). Influence of technological parameters of pseudofluidized layer grain dryer on the grain drying quality. INMATEH: Agricultural Engineering. 54(1). 81-86.

11. *Lukaszuk J., Molenda M., Horabik J., Szot B., Montross M.* (2008). Air flow resistance of wheat bedding as influenced by the filling method. Research in Agricultural Engineering. 54(2). 50-57.

12. *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.

13. *Paziuk V. M., Liubin M. V., Yaropud V. M., Tokarchuk O. A., Tokarchuk D. M.* (2018). Research on the rational regimes of wheat seeds drying. INMATEH: Agricultural Engineering. 56(3). 39-48.

14. *Rekas A., Scibisz I., Siger A., Wroniak M.* (2017). The effect of microwave pre-treatment of seeds on the stability and degradation kinetics of phenolic compounds in rapeseed oil during long-term storage. Food Chemistry. 222. 43-52.

Список літератури

1. *Bogaert L., Mathieu H., Mhemdi H., Vorobiev E.* Characterization of oilseeds mechanical expression in an instrumented pilot screw press. Industrial Crops and Products. 2018. Vol. 121. P. 106-113.

2. *Dobrin D., Magureanu M., Mandache N., Ionita M.* The effect of non-thermal plasma treatment on wheat germination and early growth. Innovative Food Science & Emerging Technologies. 2015. Vol. 29. P. 255-260. https://doi.org/10.1016/j.ifset.2015.02.006.

3. *Gorji A., Rajabipour A., Tavakoli H.* Fracture resistance of wheat grain as a function of moisture content, loading rate and grain orientation. Australian Journal of Crop Science. 2010. Vol. 4. P. 448-452.

4. *Kotov B., Kalinichenko R., Spirin A.* Mathematical modeling of heat and mass transfer process under heat treatment of grain materials in dense layer. TEKA. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. 2015. Vol. 17, Issue 5. P. 54-57.

5. *Kotov B. I., Spirin A. B., Tverdokhlib I. V., Polyevoda Y. A., Hryshchenko V. O., Kalinichenko R. A.* Theoretical researches of cooling process regularity of the grain material in the layer. INMATEH: Agricultural Engineering. 2018. Vol. 54, no 1. P. 87-94.

6. *Kroulík M., Húla J., Rybka A., Honzík I.* Pneumatic conveying characteristics of seeds in a vertical ascending airstream. Research in Agricultural Engineering. 2016. Vol. 62, no. 2, P. 56-63.

7. *Kuznetsov Y. A., Volzhentsev A. V., Kolomeichenko A. V., Kalashnikova L. V.* Grounding of construction parameters of pseudofluidized layer dryer working chamber. INMATEH: Agricultural Engineering. 2017. Vol. 52, no. 2. P. 33-38.

8. *Rogovskii I. L., Palamarchuk I. P., Kiurchev S. V., Verkholantseva V. O., Voinash S. A., Sokolova V. A., Gogolevski A. S.* Mathematical modeling of the impulse bubbling process of bulk mass by the coolant flow. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. vol. 919, 052026. doi:10.1088/1757-899X/919/5/052026.

9. *Rogovskii I. L., Stepanenko S. P., Novitskii A. V., Rebenko V. I.* The mathematical modeling of changes in grain moisture and heat loss on adsorption drying from parameters of grain dryer. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2020. Vol. 548. 082057 doi:10.1088/1755-1315/548/8/082057.

10. *Kuznetsov Y. A., Volzhentsev A. V., Kolomeichenko A. V., Kalashnikova L. V.* Influence of technological parameters of pseudofluidized layer grain dryer on the grain drying quality. INMATEH: Agricultural Engineering. 2018. Vol. 54, no 1. P. 81-86.

11. *Lukaszuk J., Molenda M., Horabik J., Szot B., Montross M.* Air flow resistance of wheat bedding as influenced by the filling method. Research in Agricultural Engineering. 2008. Vol. 54, no. 2. P. 50-57.

12. *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.

13. *Paziuk V. M., Liubin M. V., Yaropud V. M., Tokarchuk O. A., Tokarchuk D. M.* Research on the rational regimes of wheat seeds drying. INMATEH: Agricultural Engineering. 2018. Vol. 56, no 3. P. 39-48.

14. *Rekas A., Scibisz I., Siger A., Wroniak M.* The effect of microwave pre-treatment of seeds on the stability and degradation kinetics of phenolic compounds in rapeseed oil during long-term storage. Food Chemistry. 2017. Vol. 222. P. 43-52.

МОДЕЛЮВАННЯ І РОЗРАХУНОК ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИХ РЕЖИМІВ СУШІННЯ ЗЕРНОВИХ МАТЕРІАЛІВ ПІД ДІЄЮ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОЛІВ

В. О. Грищенко

Анотація. Збереження якості зернових матеріалів при післязбиральної доробки і зберігання в значній мірі залежить від правильно реалізованого процесу сушіння. В агропромисловому виробництві в основному використовують затратні конвекційні зерносушарки. Основна доля непродуктивних затрат енергії приходиться на нагрівання сушильного агенту, частина теплоти якого втрачається в оточуюче середовище через робочі поверхні сушарки і з відпрацьованим теплоносієм. Радикальним способом зменшення таких витрат енергії є зменшення кількості сушильного агенту в процесі до величини необхідної для поглинання та видалення вологи із робочого об’єму сушарки і використання принципів

адресної «доставки» енергії до висушуємого матеріалу. Останні принципи успішно реалізуються шляхом використання безконтактного підведення енергії електромагнітних полів у вигляді опромінення матеріалу мікрохвильовим або інфрачервоним випромінюванням. В статті розглянуто теоретичні передумови процесів сушіння матеріалу у циклічному режимі з інфрачервоним та нагрівом електромагнітним полем надвисокої частоти. Отримані рівняння зміни в часі параметрів зернового матеріалу при нагріванні з використанням електромагнітного поля надвисокої частоти або інфрачервоним випромінюванням і при вентилюванні зерна не підігрітим повітрям дозволяють розрахувати процес циклічного сушіння. Сформульовано алгоритм загального розрахунку процесу циклічного сушіння дозволяє визначити раціональні режими проведення процесу, які забезпечують мінімізацію витрат енергії.

Ключові слова: ІЧ-нагрів, НВЧ-нагрів, вентилювання, сушіння зерна, циклічне сушіння.

МОДЕЛИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ РЕЖИМОВ СУШКИ ЗЕРНОВЫХ МАТЕРИАЛОВ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОЛЕЙ

В. А. Грищенко

Аннотация. Сохранение качества зерновых материалов при послеуборочной доработки и хранения в значительной степени зависит от правильно реализованного процесса сушки. В агропромышленном производстве в основном используют затратные конвекционные зерносушилки. Основная доля непроизводительных затрат энергии приходится на нагрев сушильного агента, часть теплоты которого теряется в окружающую среду через рабочие поверхности сушилки и с отработанным теплоносителем. Радикальным способом уменьшения таких расходов энергии является уменьшение количества сушильного агента в процессе до величины необходимой для поглощения и удаления влаги из рабочего объема сушилки и использования принципов адресной «доставки» энергии до висушуемого материала. Последние принципы успешно реализуются путем использования бесконтактного подвода энергии электромагнитных полей в виде облучения материала микроволновым или инфракрасным излучением. В статье рассмотрены теоретические предпосылки процессов сушки материала в циклическом режиме с инфракрасным и нагревом электромагнитным полем сверхвысокой частоты. Полученные уравнения изменения во времени параметров зернового материала при нагревании с использованием электромагнитного поля сверхвысокой частоты или инфракрасным излучением и при вентилировании зерна не подогретым воздухом позволяют рассчитать процесс циклического сушки. Сформулировано алгоритм общего расчета процесса циклического сушки позволяет определить рациональные режимы проведения процесса, которые обеспечивают минимизацию затрат энергии.

Ключевые слова: ИК-нагрев, ТВЧ-нагрев, вентиляции, сушки зерна, циклическое сушки.

В. О. Грищенко ORCID 0000-0001-7789-3650.

Machinery & Energetics. *Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020, Vol. 11, No 3, 31-39*
ISSN 2663-1334 (print), ISSN 2663-1342 (online), www.journals.nubip.edu.ua/index.php/Tekhnica

http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.03.031

УДК 631.313.022.2

ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ ДЕФОРМАЦІЇ ПРУЖНОЇ СТІЙКИ ДИСКАТОРА

О. В. Козаченко[1], К. В. Сєдих[2]

[1]Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, Україна.
[2]Харківський національний аграрний університет імені В. В. Докучаєва, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: o.v.kozachenko21@gmail.com.

Історія статті: отримано – квітень 2020, акцептовано – серпень 2020.
Бібл. 18, рис. 8, табл. 0.

Анотація. У статті представлено результати теоретичних досліджень динамічної моделі процесу деформації пружної стійки дискового знаряддя довільної форми, складено систему диференційних рівнянь в загальному вигляді і розроблено відповідний програмний код в програмному пакеті Mathematica, який дозволяє визначити напруження, відносні і абсолютні деформації в кожній точці пружної стійки дискатора. Приймаючи форму пружної стійки дискатора за спіраль Архімеда, коли функції її границь задані у полярних координатах $f_1(\theta)=\frac{a\theta}{2\pi}+b$, $f_2(\theta)=\frac{a\theta}{2\pi}+b+h$, де $\theta_s \le \theta \le \theta_f$, де параметри геометричної форми a (крок спіралі), b (зміщення спіралі вздовж радіальної координати), h (товщина пружної стійки), визначено її еквівалентну фізико-математичну модель у вигляді жорсткого математичного маятника довжиною l, до вантажу якого закріплено дві пружини вздовж осей Ox і Oz із коефіцієнтами жорсткості k_x і k_z, відповідно, які відхиляють його на кут φ. Встановлені залежності коефіцієнтів жорсткості k_x і k_z, довжини l і кута φ еквівалентної фізико-математичної моделі пружної стійки дискатора із параметрами геометричної форми a = 0,8 м, b = 0 м, h = 0,01 м від значень сил F_{ex} і F_{ez}, що діють на вільний кінець стійки вздовж осей Ox і Oz.

Ключові слова: диск, пружна стійка дискатора, дискове знаряддя, дискатор, деформація пружної стійки.

Постановка проблеми

Одною з головних задач обробітку ґрунту є створення сприятливих умов для накопичення поживних речовин і, особливо, вологи для нормального розвитку сільськогосподарських культур. Запорукою успішного протікання даних процесів, за твердженням науковців агрономів і ґрунтознавців, є однорідний агрегатний склад ґрунту по всій глибині обробітку. Відповідно до цього необхідно вдосконалювати сільськогосподарські машини і знаряддя з метою забезпечення оптимальних режимів їх роботи при зменшенні енергетичних витрат на виконання процесу.

Особливого значення набуває вирішення цих завдань для ґрунтообробної техніки, в тому числі з дисковими робочими органами, оскільки вони забезпечують 60–80 % попереднього та основного обробітку ґрунту при зменшенні до 20 % енерговитрат на виконання технологічного процесу.

Перспективним напрямком підвищення якості обробітку ґрунту при зменшенні енергоємності процесу є застосування дискових знарядь із індивідуальним кріпленням робочих органів на пружних стійках. Це зумовлює їх коливання внаслідок нерівномірності сил опору ґрунту та його руйнування при менших витратах енергії та кращій пристосованості до рельєфу поля, що підвищує можливість забезпечення заданої якості обробітку.

З метою підвищення ефективності дискових знарядь важливим є встановлення закономірностей впливу параметрів пружної стійки дискового знаряддя від її геометричних розмірів і значень зовнішніх сил, що діють на стійку при виконанні процесу.

Аналіз останніх досліджень

Аналіз досліджень в напрямку підвищення ефективності ґрунтообробних знарядь з дисковими робочими органами вказують на доцільність застосування їх індивідуального кріплення на пружних стійках [1, 2, 3]. В [4] розроблено математичну модель руху пружного стояка зі сферичним диском, встановлено його конструктивні параметри і динамічні характеристики та їх вплив на коливання стояка з причин нестаціонарності технологічного процесу і зміни сили опору під час функціонування агрегату. Автором встановлено, що застосування пружних стояків з визначеними параметрами, у порівнянні із типовим пружним стояком, параметри якого обґрунтовано лише за функціональною необхідністю захисту робочого органу від перевантаження, дає можливість зменшити

енергоємність процесу обробітку на 7 % при дотриманні агротехнічних вимог обробітку ґрунту.

Розглядаючи характеристики відновної сили пружної стійки будь-якої конфігурації на основі теорії нелінійних задач статики тонких стержнів в [5, 6] розроблено аналітичний метод її визначення, коли проектований стояк розбивають на певний ряд відрізків, прямих і дуг з певним радіусом.

Кушнарьовим розроблено аналітичний метод визначення характеристики відновної сили стояка будь-якої конфігурації на основі теорії нелінійних задач статики тонких стержнів [5, 6]. Для аналітичного визначення відновної сили проектований стояк будь-якої конфігурації розбивають на ряд відрізків, прямих і дуг з певним радіусом.

Автором [7] досліджено характер автоколиванння, що виникають в пружних стійках в процесі взаємодії робочого органу знаряддя з ґрунтом. В роботі розвинена методика розрахунку основних характеристик та параметрів коливної системи на основі відомого в нелінійній механіці апроксимуючого методу гармонічного балансу.

За результатами дослідження виконано чисельне розв'язання диференціальних рівнянь, що описують математичну модель системи, коли різні фази коливань за час періоду описуються різними диференціальними рівняннями.

В роботі І. А. Шевченко [8] розглянута неавтономна задача дії ґрунту на робочий орган, коли в першому наближенні робочий орган знаряддя з S-подібним стояком представлений як матеріальна точка з накладеними на неї пружно-в'язкими зв'язками, що співпадають з напрямами узагальнених координат.

В дослідженнях [8] з аналізу спектральної щільності тягового опору дійшли висновку, що випадкову функцію опору руху робочого органу в ґрунтовому середовищі можна замінити гармонічною функцією чи сумою двох, трьох гармонічних функцій $P(t) = q_1 \cos w_1 t + q_2 \cos w_2 t + q_3 \cos w_3 t$. При цьому жорсткість S-подібних стояків апроксимується кубічною параболою вигляду: $F = aq + bq^3$, де a — коефіцієнт жорсткості, що пов'язує лінійну деформацію з прикладеною силою; b — коефіцієнт жорсткості, що відображає не лінійність зв'язку відновлювальної сили з переміщенням.

Розгляд відомих моделей функціонування робочих органів ґрунтообробних знарядь [9], у тому числі й на пружному стояку, вказує на доцільність врахування емпіричних характеристик та конструктивних параметрів об'єкту дослідження з матрицями коефіцієнтів, зокрема в [8].

Застосування при проведенні досліджень більш складних моделей [6, 7] зумовлює практично неможливим аналітичне розв'язання поставленої задачі.

Це зумовлює доцільність проведення подальших теоретичних досліджень означеного наукового напрямку.

Мета досліджень

Метою є теоретичне дослідження процесу деформації пружної стійки дискатора будь-якої форми під дією зовнішніх сил, що виникають в процесі взаємодії робочого органу знаряддя з ґрунтом.

Для реалізації поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

- дослідити динамічну модель процесу деформації пружної стійки дискатора будь-якої форми під дією зовнішніх сил;
- скласти систему диференційних рівнянь в загальному вигляді і розробити відповідний програмний код, який дозволяє визначити напруження, відносні і абсолютні деформації в кожній точці пружної стійки дискатора;
- визначити залежності параметрів еквівалентної фізико-математичної моделі пружної стійки дискатора від її геометричних розмірів і значень зовнішніх сил, що діють на вільний кінець стійки.

Результати досліджень

Дослідження процесу деформації пружної стійки дискатора будемо розглядати з урахуванням наступних припущень і спрощень:

- пружна стійка є абсолютно пружною, тобто її стан можна описати рівнянням рівноваги, рівняннями закону Гука і залежністю між компонентами тензора деформацій і компонентами вектора переміщення;
- процес деформації відбувається в двох напрямках, тому будемо розглядати плоску систему координат;
- пружна стійка має форму спіралі і може бути описана функцією в полярній системі координат.

Розрахункова схема процесу деформації пружної стійки представлено на рис. 1. Центр координат знаходиться в точці О. Функцію, що описує границі пружної стійки запишемо у вигляді:

– в полярній системі координат (r, θ):

границя A`B`: $r_1 = f_1(\theta_1)$, де $\theta_s \le \theta_1 \le \theta_f$, (1)

границя AB: $r_2 = f_2(\theta_2)$, де $\theta_s \le \theta_2 \le \theta_f$, (2)

границя AA`: $\theta \approx \theta_s = \text{const}$, (3)

границя BB`: $\theta \approx \theta_f = \text{const}$, (4)

де r – радіальна координата точки в полярній системі координат, м; θ – кутова координата точки в полярній системі координат, рад; індекси «1» і «2» відповідають внутрішній і зовнішній границі пружної стійки; індекси «s» і «f» відповідають початковому і кінцевому кутам границі пружної стійки; враховуючи, що відстань між границями A`B` і AB (товщина) пружної стійки значно менше за її інші геометричні розміри, для границі AA` і BB` тотожний знак «≈»;

– в декартовій системі координат (x, z):

границя A`B`: $\begin{cases} x_1 = r_1 \cos\theta_1 = f_1(\theta_1)\cos\theta_1, \\ z_1 = r_1 \sin\theta_1 = f_1(\theta_1)\sin\theta_1, \\ \theta_s \le \theta_1 \le \theta_f, \end{cases}$ (5)

$$\text{границя AB: } \begin{cases} x_2 = r_2\cos\theta_2 = f_2(\theta_2)\cos\theta_2, \\ z_2 = r_2\sin\theta_2 = f_2(\theta_2)\sin\theta_2, \\ \theta_s \le \theta_2 \le \theta_f, \end{cases} \quad (6)$$

$$\text{границя AA`: } z = \text{const}, \quad (7)$$

$$\text{границя BB`: } x = \text{const}, \quad (8)$$

де x, z – координата точки в декартовій системі координат, м.

Окрім зазначеного опису границь пружної стійки, її можна представити у вигляді еквівалентної фізико-математичної моделі: жорсткий математичний маятник довжиною l, до вантажу якого закріплено дві пружини вздовж осей Ox і Oz із коефіцієнтами жорсткості k_x і k_z відповідно, які відхиляють його на кут φ. Тобто на вантаж математичного маятника діють додатково дві сили пружності вздовж вісі Ox і Oz: F_{ex} і F_{ez} відповідно, які можна представити за законом Гука для пружини у вигляді [10]:

$$F_{ex} = k_x \Delta x_B, \quad (9)$$

$$F_{ez} = k_z \Delta z_B, \quad (10)$$

де Δx_B, Δz_B – абсолютні переміщення точки B (або B') в декартовій системі координат в результаті деформації пружної стійки, м.

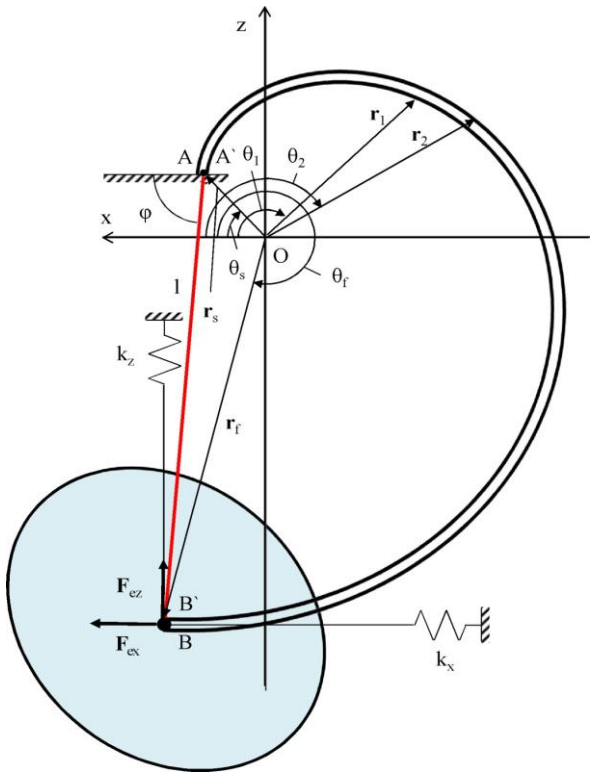


Рис. 1. Розрахункова схема процесу деформації пружної стійки.

Fig. 1. Calculation scheme of the process of deformation of the elastic strut.

Для переходу від реальної до еквівалентної фізико-математичної моделі необхідно визначити залежності абсолютних переміщень Δx_B, Δz_B і коефіцієнтів жорсткості k_x і k_z від геометричних параметрів пружної стійки і пружних властивостей матеріалу. А також встановити залежність довжини l від кута φ.

Приймаючі масові сили рівними нулю рівняння рівноваги точок пружної стійки в полярних координатах має вигляд [11]:

$$\begin{cases} \dfrac{\partial\sigma_{rr}}{\partial r} + \dfrac{1}{r}\dfrac{\partial\sigma_{r\theta}}{\partial\theta} + \dfrac{\sigma_{rr} - \sigma_{\theta\theta}}{r} = 0, \\ \dfrac{\partial\sigma_{r\theta}}{\partial r} + \dfrac{1}{r}\dfrac{\partial\sigma_{\theta\theta}}{\partial\theta} + 2\dfrac{\sigma_{rr}}{r} = 0, \end{cases} \quad (11)$$

де σ_{rr}, $\sigma_{\theta\theta}$ – нормальні напруження, Па; $\sigma_{r\theta}$ – дотичне напруження, Па.

Залежності між компонентами тензора деформацій і компонентами вектора переміщення в полярних координатах можна представити у вигляді [12]:

$$\begin{cases} \varepsilon_{rr} = \dfrac{\partial u_r}{\partial r}, \\ \varepsilon_{\theta\theta} = \dfrac{1}{r}\dfrac{\partial u_\theta}{\partial\theta} + \dfrac{u_r}{r}, \\ \varepsilon_{r\theta} = \dfrac{1}{2}\left(\dfrac{1}{r}\dfrac{\partial u_r}{\partial\theta} + \dfrac{\partial u_\theta}{\partial r} - \dfrac{u_\theta}{r}\right), \end{cases} \quad (12)$$

де $\varepsilon_{rr}, \varepsilon_{\theta\theta}, \varepsilon_{r\theta},$ – відносні деформації; u_r, u_θ – абсолютні деформації.

Рівняння закону Гука в полярних координатах має вигляд [13]:

$$\begin{cases} \varepsilon_{rr} = \dfrac{1}{E}\left(\left(1-\nu^2\right)\sigma_{rr} - (1+\nu)\nu\sigma_{\theta\theta}\right), \\ \varepsilon_{\theta\theta} = \dfrac{1}{E}\left(\left(1-\nu^2\right)\sigma_{\theta\theta} - (1+\nu)\nu\sigma_{rr}\right), \\ \varepsilon_{r\theta} = \dfrac{1}{E}(1+\nu)\sigma_{r\theta}, \end{cases} \quad (13)$$

де E – модуль пружності Юнга матеріалу пружної стійки, кПа; ν – коефіцієнт Пуассона матеріалу пружної стійки.

Для вирішення спільно рівнянь (11)-(13) введемо функцію Ері в полярних координатах Φ(r, θ). При цьому напруження можна визначити наступним чином [14]:

$$\begin{cases} \sigma_{rr} = \dfrac{1}{r}\dfrac{\partial\Phi}{\partial r} + \dfrac{1}{r^2}\dfrac{\partial^2\Phi}{\partial\theta^2}, \\ \sigma_{\theta\theta} = \dfrac{\partial^2\Phi}{\partial r^2}, \\ \sigma_{r\theta} = -\dfrac{\partial}{\partial r}\left(\dfrac{1}{r}\dfrac{\partial\Phi}{\partial\theta}\right). \end{cases} \quad (14)$$

Щоб функції σ_{rr}, $\sigma_{\theta\theta}$, $\sigma_{r\theta}$ відповідали виразам (14) функція Ері в полярних координатах Φ(r, θ) повинна підпорядковуватися бігармонічному рівнянню [15]:

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2}\frac{\partial^2}{\partial\theta^2}\right)\left(\frac{\partial^2\Phi}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial\Phi}{\partial r} + \frac{1}{r^2}\frac{\partial^2\Phi}{\partial\theta^2}\right) = 0. \quad (15)$$

Згідно досліджень [16-18]: для кругового кільця або його частини напруження пропорційні cosθ або sinθ, тобто функцію Ері можна представити у вигляді:

$$\Phi(r,\theta) = \left(R_1(\theta)\cos\theta + B_1 r\theta\sin\theta\right) + \left(R_2(\theta)\sin\theta + B_2 r\theta\cos\theta\right) \quad (16)$$

де $R_1(\theta)$, $R_2(\theta)$ – вільні функції; B_1, B_2 – вільні константи.

Підставляючи (16) в (15) і вирішуючи отримане рівняння в програмному пакеті Mathematica отримуємо значення вільних функцій:

$$\begin{aligned} R_1(\theta) &= \frac{A_{11}}{r} + A_{21}r + A_{31}r^3 + A_{41}r\ln(r), \\ R_2(\theta) &= \frac{A_{12}}{r} + A_{22}r + A_{32}r^3 + A_{42}r\ln(r), \end{aligned} \tag{17}$$

де A_{11}, A_{21}, A_{31}, A_{41}, A_{12}, A_{22}, A_{32}, A_{42} – вільні константи.

Підставляючи (17) в (16) отримуємо функцію Ері для пружної стійки:

$$\begin{aligned} \Phi(r,\theta) &= \left(\frac{A_{11}}{r} + A_{21}r + A_{31}r^3 + A_{41}r\ln(r)\right)\cos\theta + \\ &B_1 r\theta\sin\theta + \left(\frac{A_{12}}{r} + A_{22}r + A_{32}r^3 + A_{42}r\ln(r)\right)\times \\ &\times\sin\theta + B_2 r\theta\cos\theta. \end{aligned} \tag{18}$$

З системи рівнянь (14) і отриманої функції Ері (18) знаходимо функції всіх напружень, що виникають в пружній стійці:

$$\begin{cases} \sigma_{rr} = \dfrac{1}{r^3}\left(-2A_{11}\cos\theta - 2A_{12}\sin\theta + \right. \\ + r^2\left(2A_{31}r^2\cos\theta + 2A_{32}r^2\sin\theta + \right. \\ \left. + A_{41}\cos\theta + A_{42}\sin\theta + 2B_1\cos\theta - 2B_2\sin\theta\right)\Big), \\ \sigma_{\theta\theta} = 2B_1 r\cos\theta - B_1 r\theta\sin\theta - B_2 r\theta\cos\theta - \\ - 2B_2 r\sin\theta - \cos\theta\times \\ \times\left(\dfrac{A_{11}}{r} + r\left(A_{21} + A_{31}r^2 + A_{41}\ln r\right)\right) - \\ - \sin\theta\left(\dfrac{A_{12}}{r} + r\left(A_{22} + A_{32}r^2 + A_{42}\ln r\right)\right), \\ \sigma_{r\theta} = \dfrac{1}{r^3}\left(-2A_{11}\sin\theta - 2A_{12}\cos\theta + \right. \\ + r^2\left(2A_{31}r^2\sin\theta - 2A_{32}r^2\cos\theta + \right. \\ \left. + A_{41}\sin\theta - A_{42}\cos\theta\right)\Big). \end{cases} \tag{19}$$

Наступним етапом є визначення констант A_{11}, A_{21}, A_{31}, A_{41}, A_{12}, A_{22}, A_{32}, A_{42}, B_1, B_2 враховуючи наступні граничні умови пружної стійки:

$$\begin{cases} \sigma_{rr}\big|_{r=f_1(\theta)} = \sigma_{rr}\big|_{r=f_2(\theta)} = 0, \\ \sigma_{r\theta}\big|_{r=f_1(\theta)} = \sigma_{r\theta}\big|_{r=f_2(\theta)} = 0, \\ \displaystyle\int_{f_1(\theta)}^{f_2(\theta)} \sigma_{r\theta}\big|_{\theta=\theta_s} = 0, \\ \displaystyle\int_{f_1(\theta)}^{f_2(\theta)} \sigma_{\theta\theta}\big|_{\theta=\theta_s} = 0, \\ \displaystyle\int_{f_1(\theta)}^{f_2(\theta)} \sigma_{r\theta}\big|_{\theta=\theta_f} = F_{ex}, \\ \displaystyle\int_{f_1(\theta)}^{f_2(\theta)} \sigma_{\theta\theta}\big|_{\theta=\theta_f} = F_{ez}. \end{cases} \tag{20}$$

Підставляючи (19) у рівняння закону Гука (13) і залежностей (12) отримуємо систему диференційних рівнянь відносно абсолютних деформацій $u_r(r, \theta)$ і $u_\theta(r, \theta)$:

$$\begin{cases} \dfrac{\partial u_r}{\partial r} = \dfrac{1}{E}\left(\left(1-\nu^2\right)\dfrac{1}{r^3}\left(-2A_{11}\cos\theta - 2A_{12}\sin\theta + \right.\right. \\ + r^2\left(2A_{31}r^2\cos\theta + 2A_{32}r^2\sin\theta + \right. \\ \left. + A_{41}\cos\theta + A_{42}\sin\theta + 2B_1\cos\theta - 2B_2\sin\theta\right)\Big) - \\ - (1+\nu)\nu\left(2B_1 r\cos\theta - B_1 r\theta\sin\theta - \right. \\ - B_2 r\theta\cos\theta - 2B_2 r\sin\theta - \\ - \cos\theta\left(\dfrac{A_{11}}{r} + r\left(A_{21} + A_{31}r^2 + A_{41}\ln r\right)\right) - \\ \left.\left. - \sin\theta\left(\dfrac{A_{12}}{r} + r\left(A_{22} + A_{32}r^2 + A_{42}\ln r\right)\right)\right)\right), \\ \dfrac{1}{r}\dfrac{\partial u_\theta}{\partial\theta} + \dfrac{u_r}{r} = \dfrac{1}{E}\left(\left(1-\nu^2\right)\left(2B_1 r\cos\theta - \right.\right. \\ - B_1 r\theta\sin\theta - B_2 r\theta\cos\theta - 2B_2 r\sin\theta - \\ - \cos\theta\left(\dfrac{A_{11}}{r} + r\left(A_{21} + A_{31}r^2 + A_{41}\ln r\right)\right) \\ \left.\left. - \sin\theta\left(\dfrac{A_{12}}{r} + r\left(A_{22} + A_{32}r^2 + A_{42}\ln r\right)\right)\right) - \right. \\ - (1+\nu)\nu\dfrac{1}{r^3}\left(-2A_{11}\cos\theta - 2A_{12}\sin\theta + \right. \\ + r^2\left(2A_{31}r^2\cos\theta + 2A_{32}r^2\sin\theta + \right. \\ \left.\left. + A_{41}\cos\theta + A_{42}\sin\theta + 2B_1\cos\theta - 2B_2\sin\theta\right)\right)\Big), \\ \dfrac{1}{2}\left(\dfrac{1}{r}\dfrac{\partial u_r}{\partial\theta} + \dfrac{\partial u_\theta}{\partial r} - \dfrac{u_\theta}{r}\right) = \dfrac{1}{E}(1+\nu)\dfrac{1}{r^3}\left(-2A_{11}\sin\theta - \right. \\ - 2A_{12}\cos\theta + r^2\left(2A_{31}r^2\sin\theta - 2A_{32}r^2\cos\theta + \right. \\ \left. + A_{41}\sin\theta - A_{42}\cos\theta\right)\Big). \end{cases} \tag{21}$$

Вирішуючи отриману систему рівнянь в програмному пакеті Mathematica отримуємо функції абсолютних деформацій $u_r(r, \theta)$ і $u_\theta(r, \theta)$:

$$\begin{cases} u_r(r,\theta) = \dfrac{1+\nu}{4E}\left(-A_{11}\dfrac{4(\nu-1)}{r^2} + A_{31}\nu r^4 + \right. \\ + 2A_{41}\nu r^2\ln r + 4\ln r\times \\ \times\left(\nu A_{11} - (\nu-1)(A_{41} + 2B_1)\right) + \\ \left. + r^2\left(2\nu A_{21} - 4A_{31}(\nu-1) - \nu(A_{41} + 4B_1)\right)\right), \\ u_\theta(r,\theta) = \dfrac{1+\nu}{Er^2}\left(\theta\left(-\left(-2 + \left(2 + r^2\right)n\right)A_{11} + \right.\right. \\ + r^2\left(r^2\left(-\nu A_{21} - \left(2 + \left(r^2 - 2\right)\nu\right)A_{31}\right) + \right. \\ + \left(\nu - 1 - r^2\nu\ln r\right)A_{41} + 2\left(\nu - 1 + r^2\nu\right)B_1\Big) + \\ + \cos\theta\left(4(\nu-1)A_{12} - 2r^4(\nu-1)A_{22} + \right. \\ + 4r^4 A_{32} + 4r^6 A_{32} + 4r^4\nu A_{32} - \\ \left.\left. - 4r^6\nu A_{32} + 2r^2 A_{42} + r^4 A_{42} - r^4\nu A_4\right)^2 + \right. \end{cases} \tag{22}$$

$$+2r^4\ln r\,A_{42}-2r^4\nu\ln r\,A_{42}+2r^4\theta B_1-$$
$$-2r^4\theta\nu B_1+2r^4 B_2-2r^4\nu B_2\big)+$$
$$+\sin\theta\big(-4(\nu-1)A_{11}+r^2\big(-2A_{41}+$$
$$+r^2\big(2(\nu-1)A_{21}+4\big(-1+r^2(\nu-1)-\nu\big)A_{31}+$$
$$+(\nu-1)\big((1+2\ln r)A_{41}-2B_1+2\theta B_2\big)\big)\big)\big). \quad (22)$$

Враховуючи отримані абсолютні деформації (21) отримуємо нові координати положення точок B після деформації пружної стійки

$$\begin{cases} x_B=(f_2(\theta_f)+u_r(f_2(\theta_f),\theta_f))\cos\theta_f,\\ z_B=(f_2(\theta_f)+u_r(f_2(\theta_f),\theta_f))\sin\theta_f. \end{cases} \quad (23)$$

Тоді довжина l_k і кут φ згідно рис. 1 представимо у вигляді виразу:

$$l_k=\sqrt{(x_B-x_A)^2+(z_B-z_A)^2}=$$
$$=\big(((f_2(\theta_f)+u_r(f_2(\theta_f),\theta_f))\cos\theta_f-f_2(\theta_s)\cos\theta_s)^2+ \quad (24)$$
$$+((f_2(\theta_f)+u_r(f_2(\theta_f),\theta_f))\sin\theta_f-f_2(\theta_s)\sin\theta_s)^2\big)^{1/2},$$

$$\varphi=\operatorname{arctg}\frac{z_B-z_A}{x_B-x_A}=$$
$$=\operatorname{arctg}\frac{(f_2(\theta_f)+u_r(f_2(\theta_f),\theta_f))\sin\theta_f-f_2(\theta_s)\sin\theta_s}{(f_2(\theta_f)+u_r(f_2(\theta_f),\theta_f))\cos\theta_f-f_2(\theta_s)\cos\theta_s}. \quad (25)$$

Абсолютні переміщення точки B в декартовій системі координат в результаті деформації пружної стійки є наступними:

$$\Delta x_B=u_r(f_2(\theta_f),\theta_f)\cos\theta_f, \quad (26)$$

$$\Delta z_B=u_r(f_2(\theta_f),\theta_f)\sin\theta_f. \quad (27)$$

Враховуючи (9), (10), (26), (27) отримуємо коефіцієнти жорсткості k_x і k_z

$$k_x=\frac{F_{ex}}{u_r(f_2(\theta_f),\theta_f)\cos\theta_f}, \quad (28)$$

$$k_z=\frac{F_{ez}}{u_r(f_2(\theta_f),\theta_f)\sin\theta_f}. \quad (29)$$

Спільне рішення отриманих систем рівнянь (19)-(29) в загальному вигляді аналітичними методами є дуже складним процесом, тому перейдемо до рішення конкретної задачі.

Проведений аналіз пружних стійок для дискаторів дозволяє в першому наближені апроксимувати їх форму до функції спіралі Архімеда, тобто

$$f_1(\theta)=\frac{a\theta}{2\pi}+b,\ \text{де}\ \theta_s\le\theta\le\theta_f, \quad (30)$$

$$f_2(\theta)=f_1(\theta)+h=\frac{a\theta}{2\pi}+b+h,\ \text{де}\ \theta_s\le\theta\le\theta_f, \quad (31)$$

де a – шаг спіралі, м; b – зміщення спіралі вздовж радіальної координати, м; h – товщина пружної стійки, м.

Для визначення початкового θ_s і кінцевого θ_f кутів скористаємося умовами горизонтальної і вертикальної дотичної до функції спіралі Архімеда:

$$\frac{dx}{dz}(\theta_s)=0,\ \text{де}\ 0\le\theta_s\le\frac{\pi}{2}, \quad (32)$$

$$\frac{dz}{dx}(\theta_f)=0,\ \text{де}\ \frac{3\pi}{2}\le\theta_f\le2\pi, \quad (33)$$

В результаті перетворення (32), (33) отримуємо рівняння:

$$\operatorname{ctg}\theta_s=\theta_s+2\pi\frac{b}{a},\ \text{де}\ 0\le\theta_s\le\frac{\pi}{2}, \quad (34)$$

$$\operatorname{tg}\theta_f=-\left(\theta_f+2\pi\frac{b}{a}\right),\ \text{де}\ \frac{3\pi}{2}\le\theta_f\le2\pi, \quad (35)$$

Так, наприклад, при a = 0,8 м, b = 0, h = 0,01 м вирішуючи рівняння (34), (35) в програмному пакеті Mathematica отримуємо наступну форму пружної стійки (рис. 2):

$$\begin{cases} f_1(\theta)=\dfrac{0{,}8\theta}{2\pi},\\ f_2(\theta)=\dfrac{0{,}8\theta}{2\pi}+0{,}01,\\ 0{,}8482\le\theta\le4{,}9126. \end{cases} \quad (36)$$

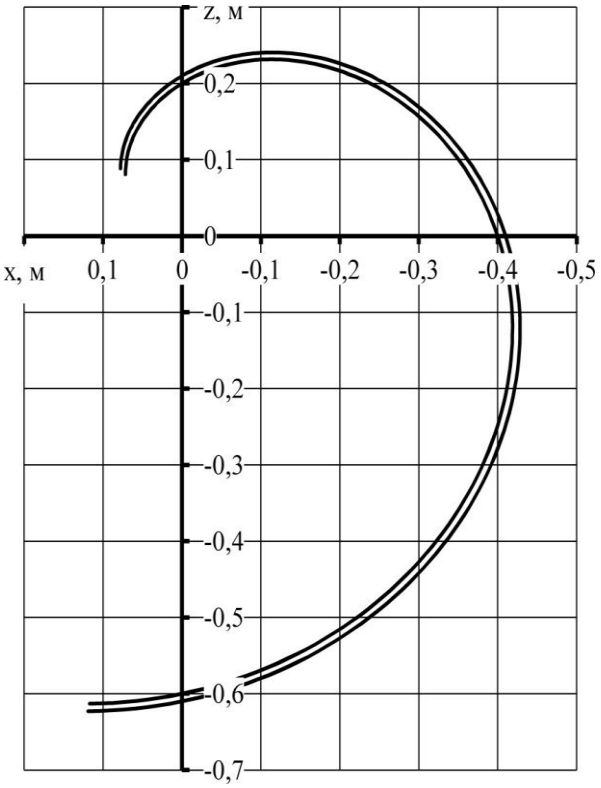


Рис. 2. Форма пружної стійки (36).
Fig. 2. The shape of the elastic rack (36).

Приймаючи пружні властивості матеріалу пружної стійки (сталь 60С2А: модуль пружності E = 212000 МПа, коефіцієнт Пуассона ν = 0,28) і параметри геометричної форми a = 0,8 м, b = 0 м, h = 0,01 м проведемо розрахунок в програмному пакеті Mathematica рівнянь (19)-(29) під дією різних сил F_{ex} і F_{ez}.

Окрім цього, для візуалізації процесу деформації пружної стійки проведемо паралельне моделювання в програмному пакеті SolidWorks з використанням Simulation. Максимальне навантаження вибиралася з урахуванням питомої опору ґрунту, глибини ходу і

ширини захвату робочого органу на розглянутій пружній стійці і була прийнята за 2000 Н. Інтервал зміни навантаження – 250 Н. Схема розміщення сил и кріплення пружної стійки представлено на рис. 3.

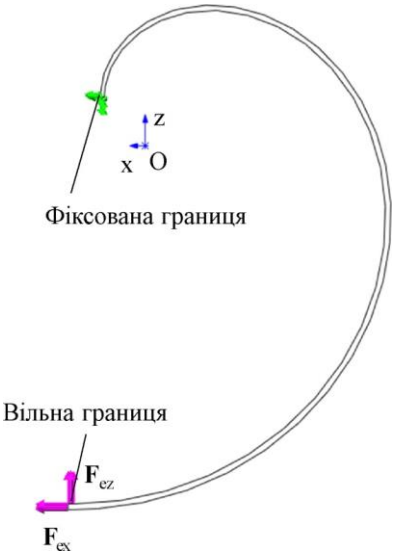


Рис. 3. Схема сил и кріплення стійки.
Fig. 3. The scheme of forces and fastening of a rack.

Результати розрахунку деформації пружною стійки в програмному пакеті Mathematica та приклад візуалізації в програмному пакеті SolidWorks представлені на рис. 4

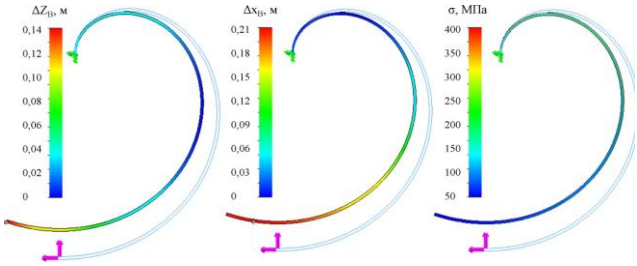


Рис. 4. Розподіл напруження σ і абсолютних переміщень Δx_B, Δz_B при деформації пружною стійки із параметри геометричної форми a = 0,8 м, b = 0 м, h = 0,01 м при F_{ex} = 500 Н, F_{ez} = 250 Н.

Fig. 4. Distribution of stress σ and absolute displacements Δx_B, Δz_B at deformation of an elastic rack with parameters of a geometrical form a = 0.8 m, b = 0 m, h = 0.01 m at F_{ex} = 500 Н, F_{ez} = 250 Н.

Апроксимуємо отримані дані у вигляді рівнянь для коефіцієнтів жорсткості k_x і k_z, довжини l і кута φ еквівалентного маятника пружної стійки із параметрами геометричної форми a = 0,8 м, b = 0 м, h = 0,01 м від значень сил F_{ex} і F_{ez}:

$$k_x = 3457{,}45 + 5{,}16807\,F_{ex} - 0{,}000617126\,F_{ex}^2 - 3{,}32741\,F_{ez} + 0{,}000073511\,F_{ex}\,F_{ez} + 0{,}000723372\,F_{ez}^2 \quad (37)$$

(рис. 5),

$$k_z = 5525{,}65 - 4{,}40952\,F_{ex} + 0{,}000854536\,F_{ex}^2 + 3{,}92764\,F_{ez} + 0{,}00114218\,F_{ex}\,F_{ez} - 0{,}00134798\,F_{ez}^2 \quad (38)$$

(рис. 6),

$$l = 0{,}681292 + 0{,}00011208\,F_{ex} - 1{,}4104\cdot10^{-8}\,F_{ex}^2 + 0{,}000152196\,F_{ez} - 3{,}16275\cdot10^{-8}\,F_{ex}\,F_{ez} + 3{,}4585\cdot10^{-11}\,F_{ez}^2 \quad (39)$$

(рис. 7),

$$\varphi = 1{,}47517 - 0{,}000129246\,F_{ex} + 1{,}85543\cdot10^{-8}\,F_{ex}^2 - 0{,}000115739\,F_{ez} + 3{,}89549\cdot10^{-8}\,F_{ex}\,F_{ez} + 1{,}71867\cdot10^{-8}\,F_{ez}^2 \quad (40)$$

(рис. 8).

Коефіцієнт кореляції для рівнянь (37)-(40) складає R = 0,99.

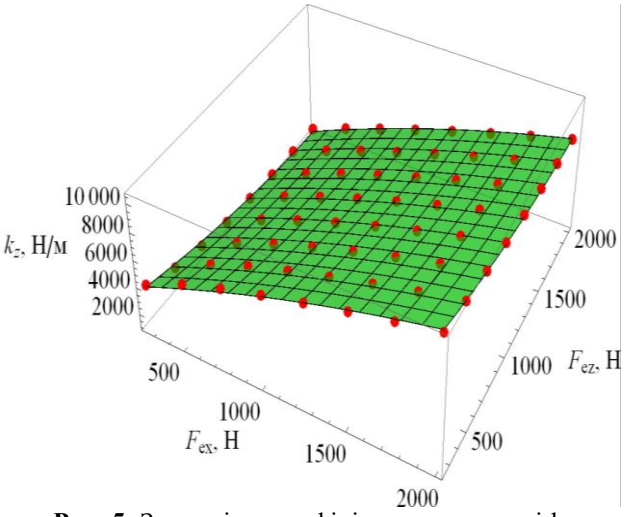


Рис. 5. Залежність коефіцієнта жорсткості k_x при деформації пружної стійки із параметри геометричної форми a = 0,8 м, b = 0 м, h = 0,01 м від сил F_{ex} і F_{ez}.

Fig. 5. Dependence of the stiffness coefficient k_x at deformation of an elastic rack from parameters of a geometrical form a = 0.8 m, b = 0 m, h = 0.01 m from the forces F_{ex} and F_{ez}.

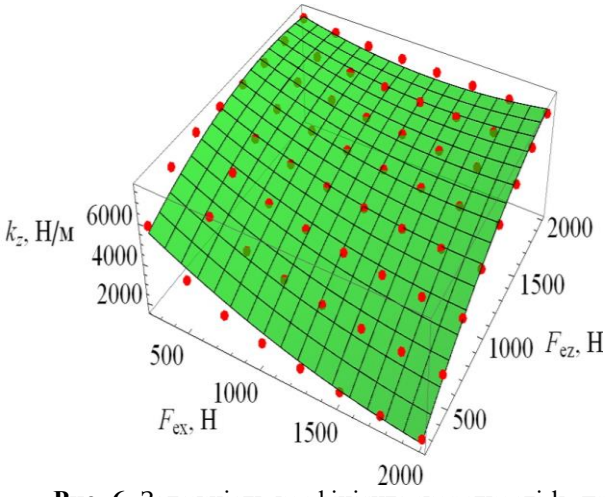


Рис. 6. Залежність коефіцієнта жорсткості k_z при деформації пружної стійки із параметри геометричної форми a = 0,8 м, b = 0 м, h = 0,01 м від сил F_{ex} і F_{ez}.

Fig. 6. Dependence of the stiffness coefficient k_z at deformation of an elastic rack from parameters of a geometrical form a = 0.8 m, b = 0 m, h = 0.01 m from the forces F_{ex} and F_{ez}.

Таким чином, за результатами виконаних теоретичних досліджень динамічної моделі процесу деформації пружної стійки довільної форми дискового ґрунтообробного знаряддя одержано систему диференційних рівнянь в загальному вигляді і розроблено відповідний програмний код в програмному пакеті Mathematica, який дозволяє визначити напруження, відносні і абсолютні деформації в кожній точці пружної стійки. Розглянуті приклади для обраних конструктивних параметрів

пружної стійки дискатора підтверджують адекватність отриманих теоретичних залежностей і доцільність їх застосування в прикладному аспекті при створенні дискових робочих органів.

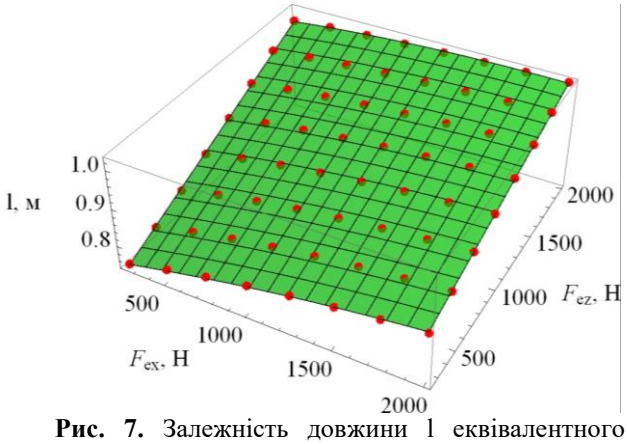


Рис. 7. Залежність довжини l еквівалентного маятника пружної стійки із параметри геометричної форми a = 0,8 м, b = 0 м, h = 0,01 м при її деформації від сил F_{ex} і F_{ez}

Fig. 7. Dependence of the length l of the equivalent pendulum of an elastic rack on the parameters of the geometric shape a = 0.8 m, b = 0 m, h = 0.01 m during its deformation from the forces F_{ex} and F_{ez}.

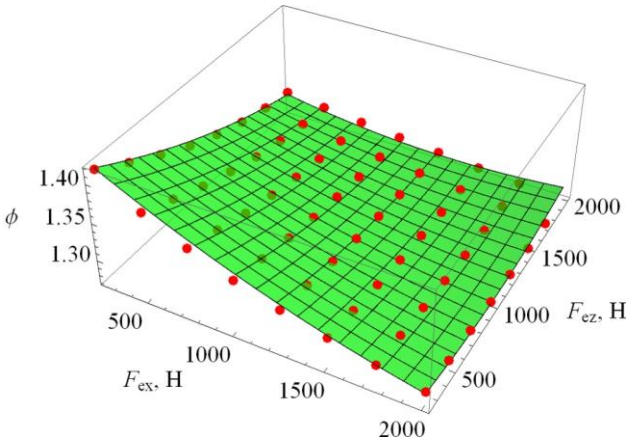


Рис. 8. Залежність кута повороту φ еквівалентного маятника пружної стійки із параметри геометричної форми a = 0,8 м, b = 0 м, h = 0,01 м при її деформації від сил F_{ex} і F_{ez}.

Fig. 8. Dependence of the angle of rotation φ of the equivalent pendulum elastic rack with the parameters of the geometric shape a = 0.8 m, b = 0 m, h = 0.01 m during its deformation from the forces F_{ex} and F_{ez}.

Висновки

1. В результаті аналітичних досліджень динамічної моделі процесу деформації пружної стійки дискатора будь-якої форми складено систему диференційних рівнянь в загальному вигляді та розроблено відповідний програмний код в програмному пакеті Mathematica, який дозволяє визначити напруження, відносні і абсолютні деформації в кожній точці пружної стійки.

2. Приймаючи форму пружної стійки дискатора за спіраль Архімеда, тобто функції її границь задані у полярних координатах $f_1(\theta)=\frac{a\theta}{2\pi}+b$, $f_2(\theta)=\frac{a\theta}{2\pi}+b+h$, де $\theta_s \le \theta \le \theta_f$, із параметри геометричної форми a (шаг спіралі), b (зміщення спіралі вздовж радіальної координати), h (товщина пружної стійки), визначено її еквівалентну фізико-математичну модель у вигляді жорсткого математичного маятника довжиною l, до вантажу якого закріплено дві пружини вздовж осей Ox і Oz із коефіцієнтами жорсткості k_x і k_z відповідно, які відхиляють його на кут φ.

3. Встановлені залежності коефіцієнтів жорсткості k_x і k_z, довжини l і кута φ еквівалентної фізико-математичної моделі пружної стійки дискатора із параметри геометричної форми a = 0,8 м, b = 0 м, h = 0,01 м від значень сил F_{ex} і F_{ez}, що діють на вільний кінець стійки вздовж осей Ox і Oz.

Список літератури

1. *Гайденко О., Кернасюк Ю.* Оцінка дискових агрегатів. The Ukrainian Farmer. 2013. №10, (47) жовтень. С. 94-95.

2. *Гриненко О., Маринін С.* Доцільність використання ґрунтообробних агрегатів з гнучким кріпленням робочих органів. Техніка і технології АПК. 2011. №2, (17). С. 32-33.

3. *Шевченко І. А.* Керування агрофізичним станом ґрунтового середовища. Київ. Видавничий дім «Вініченко», 2016. 320 с.

4. *Гапоненко О. І.* Обґрунтування параметрів пружних стояків дискових ґрунтообробних агрегатів: автореф. дис. … канд. техн. наук: 05.05.11. Нац. університету біоресурсів і природокористування України. Київ, 2017. 23 с.

5. *Кушнарев А., Шевченко И., Дюжаев В., Кушнарев С.* Механика взаимодействия рабочих органов на упругой подвеске с почвой. Техника АПК. 2008. №8. С. 22-25.

6. *Кушнарьов С. А.* Обґрунтування енергозберігаючого технологічного процесу обробітку ґрунту та параметрів пружинних робочих органів для умов південної степової зони України: дис. … канд. техн. наук.: 05.20.01. Ін-т механізації та електрифікації сіл. госп-ва УААН. Глеваха, 1999. 189 с.

7. *Донченко М. А.* Влияние автоколебаний и релаксационных колебаний на эффективность применения упругих стоек при культивации почвы: автореф. дис. … канд. техн. наук: спец. 05.20.01. Северо-Западный научно- исследовательский институт механизации и электрификации сельского хозяйства. Санкт-Петербург-Павловск, 2004. 18 с.

8. *Шевченко И. А.* Экспериментально-теоретическое обоснование параметров рабочих органов с упругими стойками культиваторов для предпосевной обработки почвы: автореф. дис. … канд. техн. наук: 05.20.01. Москва, 1988. 19 с.

9. *Лабатюк Ю. М., Алієв Е. Б.* Математичне моделювання процесу взаємодії робочого органу глибокорозпушувача з ґрунтом. Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. 2015. Вип. 5. Т. 2. С. 133-140.

10. *Безухов Н. И.* Теория упругости и пластичности. Москва. ГИТТЛ, 1953. 420 с.

11. *Демидов С. П.* Теория упругости. Москва. Высшая школа, 1979. 431 с.

12. *Саусвелл Р. В.* Введение в теорию упругости для инженеров и физиков. Москва. Иностранная литература, 1948. 667 с.

13. *Тимошенко С. П., Гудьер Дж.* Теория упругости. Москва. Наука, 1973. 576 с.

14. *Шемякин Е. И.* Динамические задачи теории упругости и пластичности. Новосибирск: НГУ. 1968. 338 с.

15. *Биргер И. А., Мавлютов Р. Р.* Сопротивление материалов. Москва. Наука. 1986. 560 с.

16. *Тимошенко С. П.* Курс теории упругости. Киев: Наукова думка, 1972. 508 с.

17. *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.

18. *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.

References

1. *Haidenko O., Kernasiuk Yu.* (2013). Evaluation of disk aggregates. The Ukrainian Farmer. 10(47). 94-95.

2. *Hrynenko O., Marynin S.* (2011). Expediency of use of tillage units with flexible fastening of working tools. Tekhnika i tekhnolohii APK. 2(17). 32-33.

3. *Shevchenko I. A.* (2016). Management of agro-physical condition of the soil environment. Kyiv. Vydavnychyi dim «Vinichenko». 320.

4. *Haponenko O. I.* (2017). Substantiation of parameters of elastic risers of disk tillage tools: avtoref. dys. … kand. tekhn. nauk: 05.05.11. Nat. universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannia Ukrainy. Kyiv, 23.

5. *Kushnarev A., Shevchenko Y., Diuzhaev V., Kushnarev S.* (2008). Mechanics of interaction of working tools on elastic suspension with soil. Tekhnyka APK. 8. 22-25.

6. *Kushnarov S. A.* (1999). Substantiation of energy-saving technological process of tillage and parameters of spring working tools for the conditions of the southern steppe zone of Ukraine: dys. … kand. tekhn. nauk.: 05.20.01. In-t mekhanizatsii ta elektryfikatsii sil. hosp-va UAAN. Hlevakha, 189.

7. *Donchenko M. A.* (2004). Influence of self-oscillations and relaxation oscillations on efficiency of application of elastic racks at soil cultivation: avtoref. dys. … kand. tekhn. nauk: spets. 05.20.01. Severo-Zapadnыi nauchno- yssledovatelskyi ynstytut mekhanyzatsyy y эlektryfykatsyy selskoho khoziaistva. Sankt-Peterburh-Pavlovsk, 18.

8. *Shevchenko Y. A.* (1988). Experimental and theoretical substantiation of the parameters of working tools with elastic tines of cultivators for presowing soil cultivation: avtoref. dys. … kand. tekhn. nauk: 05.20.01. Moscow, 19.

9. *Labatyuk Yu. M., Aliyev E. B.* (2015). Mathematical modeling of the process of interaction of the working tools of the deep cultivator with the soil. Naukovij visnik Tavrijskogo derzhavnogo agrotekhnologichnogo universitetu. 5(2). 133-140.

10. *Bezukhov N. Y.* (1953). The theory of elasticity and plasticity. Moscow. HYTTL, 420.

11. *Demydov S. P.* (1979). Elasticity theory: uchebnyk. Moscow. Vysshaia shkola, 431.

12. *Sausvell R. V.* (1948). An introduction to elasticity theory for engineers and physicists. Moscow. Ynostrannaia lyteratura, 667.

13. *Tymoshenko S. P., Huder D.* (1973). Elasticity theory. Moscow. Nauka, 576.

14. *Shemiakyn E. Y.* (1968). Dynamic problems of the theory of elasticity and plasticity. Novosybyrsk: NHU, 338.

15. *Byrher Y. A., Mavliutov R. R.* (1986). Strength of materials: Uchebnoe posobye. Moscow. Nauka, 560.

16. *Tymoshenko S. P.* (1972). Elasticity theory course. Kyiv: Naukova dumka, 508.

17. *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.

18. *Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Rosamaha Yu. O., Blesnyuk O. V., Ohiienko M. M. Ohiienko 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.

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА ДЕФОРМАЦИИ УПРУГОЙ СТОЙКИ ДИСКАТОРА

А. В. Козаченко, К. В. Седых

Аннотация. В статье представлены результаты теоретических исследований динамической модели процесса деформации упругой стойки дискового орудия произвольной формы, составлена система дифференциальных уравнений в общем виде и разработан соответствующий программный код в программном пакете Mathematica, который позволяет определить напряжение, относительные и абсолютные деформации в каждой точке упругой стойки дискатора. Принимая форму упругой стойки дискатора за спираль Архимеда, когда функции ее границ заданные в полярных координатах $f_1(\theta)=\frac{a\theta}{2\pi}+b$, $f_2(\theta)=\frac{a\theta}{2\pi}+b+h$, де $\theta_s \le \theta \le \theta_f$,где и параметры геометрической формы а (шаг

спирали), b (смещение спирали вдоль радиальной координаты), h (толщина упругой стойки), определены ее эквивалентная физико-математическая модель в виде жесткого математического маятника длиной l, к грузу которого закреплены две пружины вдоль осей Ox и Oz с коэффициентами жесткости k_x и k_z, соответственно, которые отклоняют его на угол φ. Установлены зависимости коэффициентов жесткости k_x и k_z, длины l и угла φ эквивалентной физико-математической модели упругой стойки дискатора с параметрами геометрической формы a=0,8 м, b=0 м, h=0,01 м от значений сил F_{ex} и F_{ez}, действующих на свободный конец стойки вдоль осей Ox і Oz.

Ключевые слова: диск, упругая стойка дискатора, дисковое орудие, дискатор, деформация упругой стойки.

DYNAMIC MODEL OF PROCESS OF DEFORMATION OF ELASTIC RACK OF DISK CULTIVATOR

O. V. Kozachenko, K. V. Siedykh

Abstract. The article presents the results of theoretical studies of the dynamic model of the process of deformation of the elastic rack of a disk tool of arbitrary shape, a system of differential equations in general and developed the corresponding program code in Mathematica software package. Taking the form of an elastic discus disk for an Archimedean spiral, when the functions of its boundaries are given in polar coordinates $f_1(\theta)=\frac{a\theta}{2\pi}+b$, $f_2(\theta)=\frac{a\theta}{2\pi}+b+h$, where $\theta_s \le \theta \le \theta_f$, where the parameters of the geometric shape a (spiral pitch), b (spiral displacement along the radial coordinate), h (elastic column thickness) are determined by its equivalent physical a mathematical model in the form of a rigid mathematical pendulum of length l, to the load of which are attached two springs along the axes Ox and Oz with stiffness coefficients k_x and k_z, respectively, which deflect it by an angle φ. The dependences of the stiffness coefficients k_x and k_z, the length l and the angle φ of the equivalent physico-mathematical model of the elastic stand of the disc with the parameters of the geometric shape a=0.8 m, b=0 m, h=0.01 m on the values of F_{ex} and F_{ez}, acting on the free end of the rack along the axes Ox and Oz.

Key words: disk, elastic disk rack, disk tool, disk, deformation of elastic rack.

О. В. Козаченко ORCID 0000-0001-5139-6138.
К. В. Сєдих ORCID 0000-0002-5720-8430.

Machinery & Energetics. Journal of Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020, Vol. 11, No. 3, 41-48
ISSN 2663-1334 (print), ISSN 2663-1342 (online), www.journals.nubip.edu.ua/index.php/Tekhnica

http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.03.041

УДК 514.18

РУХОМИЙ І НЕРУХОМИЙ АКСОЇДИ ТРИГРАННИКА ФРЕНЕ НАПРЯМНОЇ КРИВОЇ НА ПРИКЛАДІ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ЛІНІЇ

Т. А. Кресан, С. Ф. Пилипака, В. М. Бабка, Я. С. Кремець

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 131 – прикладна механіка.

Кореспонденція авторів: tanyakresan@i.ua.

Історія статті: отримано – квітень 2020, акцептовано – серпень 2020.
Бібл. 9, рис. 10, табл. 0.

Анотація. Якщо тверде тіло здійснює просторовий рух, то в кожен момент часу цей рух можна розкласти на обертальний з кутовою швидкістю і поступальний із лінійною швидкістю. Напрям осі обертання і величина кутової швидкості, тобто вектор обертального руху в даний момент часу не змінюється незалежно від точки твердого тіла (полюса), відносно якого здійснюється розкладання швидкостей. Для лінійної швидкості поступального руху відбувається все навпаки – модуль і напрям вектора залежать від вибору полюса. В твердому тілі можна знайти точку, тобто полюс, по відношенню до якого обидва вектори обертального і поступального рухів мають однаковий напрям. Спільну пряму, яку задають ці два вектори, називають миттєвою віссю обертання і ковзання, або кінематичним гвинтом. Він характеризується напрямом і параметром – співвідношенням лінійної і кутової швидкості. Якщо лінійна швидкість дорівнює нулю, а кутова ні, то в даний момент часу тіло здійснює тільки обертальний рух. Якщо ж відбувається навпаки, то тіло рухається поступально без обертального руху.

При русі супровідного тригранника по напрямній кривій він здійснює просторовий рух, тобто в кожен момент часу можна знайти положення осі кінематичного гвинта. Його розташування у триграннику, як у твердому тілі, цілком визначене і повністю залежить від диференціальних характеристик кривої у точці розташування тригранника – її кривини і скруту. Оскільки в загальному випадку кривина і скрут змінюються по мірі руху тригранника по кривій, то і положення осі кінематичного гвинта теж буде змінюватися. Множина цих положень утворює лінійчату поверхню – аксоїд. При цьому розрізняють аксоїд нерухомий по відношенню до нерухомої системи координат, і рухомий – який утворюється в системі тригранника і рухається разом із ним.

Форма рухомого і нерухомого аксоїдів залежить від виду кривої. Саму криву можна відтворити обкочуванням рухомого аксоїда по нерухомому з одночасним ковзанням вздовж спільної лінії дотику із лінійною швидкістю, яка теж визначається через кривину і скрут кривої в конкретній точці. Для плоских кривих ковзання відсутнє, тобто рухомий аксоїд перекочується по нерухомому без ковзання. Є клас кривих, для яких кутова швидкість обертання тригранника є сталою. До них відноситься і гвинтова лінія. В статті розглянуто аксоїди циліндричних ліній та побудовано деякі із них.

Ключові слова: рухомий і нерухомий аксоїди, кінематичний гвинт, тригранник Френе, циліндрична лінія, кривина, скрут.

Постановка проблеми

Аксоїди відіграють важливу роль у вивченні руху твердого тіла. Зазвичай аналітичний опис руху тіла здійснюється залежностями часу. В нашому випадку рух твердого тіла, за яке прийнято супровідний тригранник кривої, повністю залежить від самої кривої.

Аксоїди є основою для проектування зубчатих передач. Для передачі обертального руху між осями, що перетинаються, аксоїдами служать конуси, а між мимобіжними осями – однопорожнинні гіперболоїди обертання. Дослідження аксоїдів супровідного тригранника напрямної кривої дає можливість вивчати їх форму в залежності від класу кривих, зокрема, циліндричних.

Аналіз останніх досліджень

В прикладній геометрії кочення рухомого аксоїда по нерухомому використовується для конструювання кінематичних поверхонь, зокрема, ротативних і спіроїдальних. При утворенні першого класу поверхонь обкочування відбувається без ковзання [1], а в другому випадку ковзання присутнє [2].

Дослідження стосовно кінематики тригранника Френе наведено в працях [3–9]. В праці [3] наведено елементи кінематики через кривину і скрут кривої, в праці [4] досліджено рухомий і нерухомий аксоїди плоскої кривої, в праці [5] – просторової кривої укосу.

Праця [6] присвячена особливим випадкам напрямних кривих, для яких рухомий аксоїд тригранника перетворюється у плоский пучок.

Мета досліджень

Розробити аналітичний опис і побудувати рухомий і нерухомий аксоїди деяких циліндричних ліній із забезпеченням спільної лінії контакту вздовж відповідних прямолінійних твірних в кожен момент часу руху тригранника.

Результати досліджень

Параметричні рівняння циліндричної лінії мають наступний вигляд:

$$\begin{aligned} x &= r\cos\alpha; \\ y &= r\sin\alpha; \\ z &= z(\alpha), \end{aligned} \qquad (1)$$

де r – радіус циліндра, на якому розташована гвинтова лінія;

α – незалежна змінна – кут повороту точки кривої навколо осі циліндра, на якому розташована лінія;

$z=z(\alpha)$ – закономірність переміщення точки циліндричної лінії вздовж осі циліндра.

В поточній точці A лінії розташований супровідний тригранник Френе (рис. 1). Оскільки тригранник рухається по кривій в напрямі орта дотичної $\bar{\tau}$, то і лінійна швидкість V поступального руху спрямована в напрямі цього орта. Для спрощення приймемо $V=1$ *м/с,* що не веде до спрощення загальних висновків. Миттєвий вектор обертання $\bar{\omega}$ розташований у спрямній площині, утвореній ортами $\bar{\tau}$ і $\bar{b}$. Його напрямні косинуси визначаються через кривину k і скрут σ кривої в поточній точці:

$$\omega_\tau = \frac{\tau}{\sqrt{k^2+\sigma^2}}; \qquad \omega_n = 0; \qquad \omega_b = \frac{k}{\sqrt{k^2+\sigma^2}}. \qquad (2)$$

Знаменником проекцій (1) є модуль вектора, тобто величина кутової швидкості обертання тригранника в поточній точці.

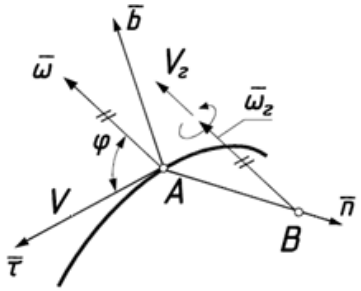


Рис. 1. Тригранник Френе кривої із векторами обертального і поступального рухів.

Fig. 1. Frenet trihedral of the curve with vectors of rotational and translational motions.

Вісь кінематичного гвинта $\bar{\omega}_z$ паралельна до миттєвої осі обертання $\bar{\omega}$ і проходить через точку B на головній нормалі (рис. 1). Відстань AB теж визначається через кривину k і скрут σ кривої [5]:

$$AB = \frac{k}{k^2+\sigma^2}. \qquad (3)$$

Таким чином, щоб визначити положення і напрям осі кінематичного гвинта в триграннику Френе, потрібно знати вирази кривини k і скруту σ. Вони визначаються через перші, другі і треті похідні рівнянь напрямної кривої. Знаходимо похідні рівнянь (1).

Перші:

$$\begin{aligned} x' &= -r\sin\alpha; \\ y' &= r\cos\alpha, \\ z' &= z'(\alpha). \end{aligned} \qquad (4)$$

Другі:

$$\begin{aligned} x'' &= -r\cos\alpha; \\ y'' &= -r\sin\alpha, \\ z'' &= z''(\alpha). \end{aligned} \qquad (5)$$

Треті:

$$\begin{aligned} x''' &= -r\cos\alpha; \\ y''' &= -r\sin\alpha, \\ z''' &= z'''(\alpha). \end{aligned} \qquad (6)$$

Кривину k і скрут σ знаходимо за відомими формулами [7]:

$$k = \frac{r\sqrt{r^2+z'^2+z''^2}}{\left(r^2+z'^2\right)^{3/2}}. \qquad (7)$$

$$\sigma = \frac{z'+z'''}{r^2+z'^2+z''^2}. \qquad (8)$$

Для знаходження нерухомого аксоїда, який є множиною осей кінематичного гвинта, потрібно перейти від координат окремої осі в системі тригранника до координат цієї осі в нерухомій системі. Для цього потрібно знати дев'ять кутів, які утворює кожен орт тригранника із осями нерухомої системи координат. Якщо позначити через α_τ, β_τ, γ_τ кути, що утворює орт дотичної $\bar{\tau}$ з осями Ox, Oy, і Oz нерухомої системи координат і аналогічно для головної нормалі $\bar{n}$ і бінормалі $\bar{b}$ - через α_n, β_n, γ_n і α_b, β_b, γ_b, то напрямні косинуси цих кутів через похідні запишуться [7]:

$$\begin{aligned} \cos\alpha_\tau &= -\frac{r\sin\alpha}{\sqrt{r^2+z'^2}}; \\ \cos\beta_\tau &= \frac{r\cos\alpha}{\sqrt{r^2+z'^2}}; \\ \cos\gamma_\tau &= \frac{z'}{\sqrt{r^2+z'^2}}; \\ \cos\alpha_n &= \frac{z'z''\sin\alpha-\left(r^2+z'^2\right)\cos\alpha}{\sqrt{\left(r^2+z'^2\right)\left(r^2+z'^2+z''\right)}}; \\ \cos\beta_n &= -\frac{z'z''\cos\alpha+\left(r^2+z'^2\right)\sin\alpha}{\sqrt{\left(r^2+z'^2\right)\left(r^2+z'^2+z''\right)}}; \\ \cos\gamma_n &= \frac{rz'z''}{\sqrt{\left(r^2+z'^2\right)\left(r^2+z'^2+z''\right)}}; \\ \cos\alpha_b &= \frac{z''\cos\alpha+z'\sin\alpha}{\sqrt{r^2+z'^2+z''}}; \\ \cos\beta_b &= \frac{z''\sin\alpha-z'\cos\alpha}{\sqrt{r^2+z'^2+z''}}; \\ \cos\gamma_b &= \frac{r}{\sqrt{r^2+z'^2+z''}}. \end{aligned} \qquad (9)$$

Якщо точка в системі тригранника (наприклад, кінець вектора (2)) задана координатами $\{\omega_\tau, \omega_n, \omega_b\}$,

то її координати в нерухомій системі знайдемо за формулами переходу [7]:

$$\begin{aligned}\omega_x &= \omega_\tau \cos\alpha_\tau + \omega_n \cos\alpha_n + \omega_b \cos\alpha_b;\\ \omega_y &= \omega_\tau \cos\beta_\tau + \omega_n \cos\beta_n + \omega_b \cos\beta_b;\\ \omega_z &= \omega_\tau \cos\gamma_\tau + \omega_n \cos\gamma_n + \omega_b \cos\gamma_b,\end{aligned} \quad (10)$$

Після підстановки (2) в (10) отримаємо:

$$\begin{aligned}\omega_x &= \frac{1}{\sqrt{k^2+\sigma^2}}\left(\tau\cos\alpha_\tau + k\cos\alpha_b\right);\\ \omega_y &= \frac{1}{\sqrt{k^2+\sigma^2}_{\ \tau}}\left(\tau\cos\beta_\tau + k\cos\beta_b\right);\\ \omega_z &= \frac{1}{\sqrt{k^2+\sigma^2}}\left(\tau\cos\gamma_\tau + k\cos\gamma_b\right).\end{aligned} \quad (11)$$

Вирази (11) є проекціями одиничного вектора, який задає напрям осі кінематичного гвинта в нерухомій системі координат. Сама вісь проходить через точку *B* на головній нормалі (рис. 1). Отже в системі тригранника вона має тільки одну (середню) координату, а дві інші дорівнюють нулю. Підставимо вираз (3) цієї координати до формул переходу (10) і отримаємо:

$$\begin{aligned}x_B &= \frac{k\cos\alpha_n}{k^2+\sigma^2};\\ y_B &= \frac{k\cos\beta_n}{k^2+\sigma^2};\\ z_B &= \frac{k\cos\gamma_n}{k^2+\sigma^2}.\end{aligned} \quad (12)$$

Вирази (12) задають координати точки *B* в нерухомій системі за умови, що початок координат обох систем збігається. Однак початок координат тригранника знаходиться в поточній точці кривої (1), тому до виразів (12) потрібно додати координати поточної точки (1). Через одержану точку в нерухомій системі потрібно провести пряму паралельно напрямному вектору (11). Із врахуванням цього параметричні рівняння нерухомого аксоїда запишуться:

$$\begin{aligned}X_н &= r\cos\alpha + \frac{k\cos\alpha_n}{k^2+\sigma^2} + \\ &+ \frac{u}{\sqrt{k^2+\sigma^2}}\left(\tau\cos\alpha_\tau + k\cos\alpha_b\right);\\ Y_н &= r\sin\alpha + \frac{k\cos\beta_n}{k^2+\sigma^2} + \\ &+ \frac{u}{\sqrt{k^2+\sigma^2}_{\ \tau}}\left(\tau\cos\beta_\tau + k\cos\beta_b\right);\\ Z_н &= z(\alpha) + \frac{k\cos\gamma_n}{k^2+\sigma^2} + \\ &+ \frac{u}{\sqrt{k^2+\sigma^2}}\left(\tau\cos\gamma_\tau + k\cos\gamma_b\right),\end{aligned} \quad (13)$$

де *u* – друга незалежна змінна поверхні – довжина прямолінійної твірної.

Кривина *k* і скрут *σ* напрямної кривої визначаються через перші, другі і треті похідні її параметричних рівнянь за відомими формулами.

Рухомим аксоїдом є множина осей кінематичного гвинта в рухомій системі координат. Рух осі кінематичного гвинта в системі тригранника цілком визначений: він повертається на кут *φ* навколо головної нормалі $\bar{n}$ (рис. 1) і ковзає вздовж неї на відстань *AB* згідно із залежністю (3). При такому русі лінійчата поверхня (рухомий аксоїд, який рухається разом із тригранником, але в його системі є нерухомим) утворюється відомим способом, характерним для побудови коноїда: пряма лінія (вісь кінематичного гвинта) перетинає напрямну пряму (головну нормаль тригранника) під прямим кутом, ковзає вздовж неї і одночасно обертається навколо неї. В системі тригранника утворюється лінійчата поверхня (рухомий аксоїд), всі прямолінійні твірні якої перетинають головну нормаль. Побудову рухомого аксоїда будемо здійснювати в нерухомій системі координат, у якої орт $\bar{\tau}$ збігається із віссю *Ox*, орт $\bar{n}$ – із віссю *Oy*, орт $\bar{b}$ – з віссю *Oz*. В такому випадку параметричні рівняння поверхні запишуться:

$$\begin{aligned}X_p &= \frac{u\tau}{\sqrt{k^2+\sigma^2}};\\ Y_p &= \frac{k}{k^2+\sigma^2};\\ Z_p &= \frac{uk}{\sqrt{k^2+\sigma^2}},\end{aligned} \quad (14)$$

де *u* – друга незалежна змінна поверхні – довжина прямолінійної твірної.

Розглянемо приклади. Нехай $z=a-b\cdot\alpha^2$. Тоді $z'=a-2b\cdot\alpha$, $z''=a-2b$. Підставляємо ці залежності у вищенаведені формули, а потім за рівняннями (13) і (14) будуємо нерухомий і рухомий аксоїди (рис. 2).

На рис. 2 сама крива не показана. Потовщеною лінією зображена траєкторія руху точки *B*. На нерухомому аксоїді вона є просторовою, а на рухомому – прямою, оскільки рухається по прямій лінії – головній нормалі тригранника. Аксоїди побудовані для фрагмента кривої при зміні параметра *α* в межах $\alpha=-\pi/2\ldots\pi/2$. Сталі величини мають наступні значення: $r=5$, $a=2$, $b=1{,}5$.

Для того, щоб відтворити рух твердого тіла в просторі (в нашому випадку – тригранника Френе), необхідно обкочувати рухомий аксоїд по нерухомому з одночасним ковзанням останнього вздовж спільної прямолінійної прямої дотику (миттєвої осі кінематичного гвинта). Лінійна швидкість ковзання $V_к$ теж визначається через кривину *k* і скрут *σ* напрямної кривої [5]:

$$V_к = \frac{\sigma}{\sqrt{k^2+\sigma^2}}. \quad (15)$$

Щоб побудувати два аксоїди із спільною прямолінійною твірною дотику, потрібно певним чином перемістити рухомий аксоїд. Це переміщення складається із двох рухів. Перший рух – повернути рухомий аксоїд так, щоб відповідні прямі дотику обох аксоїдів були паралельними. Наступний рух – здійснити поступальне переміщення рухомого аксоїда таким чином, щоб відповідні прямі дотику збігалися.

Рухомий аксоїд описаний параметричними рівняннями (14). Вони описують однопараметричну множину положень осі кінематичного гвинта в системі тригранника, яка в даному випадку збігається із нерухомою системою координат. Щоб виділити окрему вісь, яка буде спільною прямою дотику, необхідно

задати конкретне значення кута α, наприклад, $\alpha=\alpha_0$. При заданому значенні α_0 за формулами (9) потрібно знайти де'вять напрямних косинусів для цієї конкретної осі. Щоб відрізнити ці конкретні значення напрямних косинусів від загального запису у формулах (9), добавимо у їх позначення нижній індекс «*0*». Після цього повернемо рухому систему разом із аксоїдом (14) за формулами (10) в потрібне положення:

$$X_{p0}=\frac{u\tau\cos\alpha_{\tau0}}{\sqrt{k^2+\sigma^2}}+\frac{k\cos\alpha_{n0}}{k^2+\sigma^2}+\frac{uk\cos\alpha_{b0}}{\sqrt{k^2+\sigma^2}};$$
$$Y_{p0}=\frac{u\tau\cos\beta_{\tau0}}{\sqrt{k^2+\sigma^2}}+\frac{k\cos\beta_{n0}}{k^2+\sigma^2}+\frac{uk\cos\beta_{b0}}{\sqrt{k^2+\sigma^2}}; \quad (16)$$
$$Z_{p0}=\frac{u\tau\cos\gamma_{\tau0}}{\sqrt{k^2+\sigma^2}}+\frac{k\cos\gamma_{n0}}{k^2+\sigma^2}+\frac{uk\cos\gamma_{b0}}{\sqrt{k^2+\sigma^2}}.$$

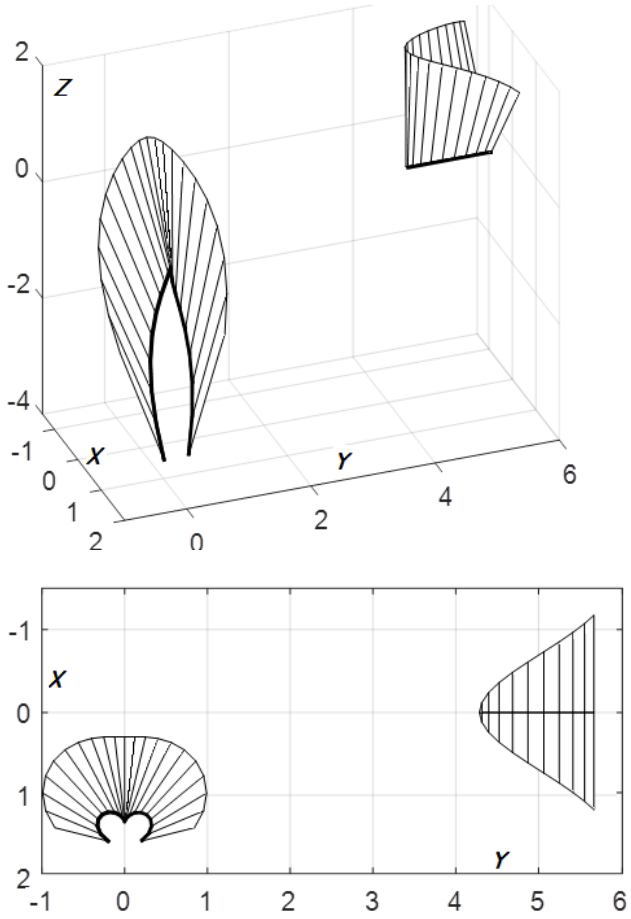


Рис. 2. Аксонометричне зображення (вгорі) та горизонтальна проекція (внизу) нерухомого (ліворуч) і рухомого (праворуч) аксоїдів циліндричної лінії, заданої залежністю $z=a-b\cdot\alpha^2$.

Fig. 2. Axonometric image (top) and horizontal projection (bottom) of fixed (left) and moving (right) axoids of a cylindrical line given by the dependence $z=a-b\cdot\alpha^2$.

Рухомий аксоїд (16) орієнтований так, що виділена пряма (вісь кінематичного гвинта) паралельна відповідній прямій нерухомого аксоїда, яку можна знайти із параметричних рівнянь (13) теж при $\alpha=\alpha_0$.

Наступний етап – перенести початок координат системи, в якій описано рухомий аксоїд (16) так, щоб початок вектора виділеної осі (точка B) збіглися. Це станеться, якщо початок координат системи разом із рухомим аксоїдом (16) перенесемо в поточну точку кривої, яку знаходимо із рівнянь (1) при $\alpha=\alpha_0$. Для цього потрібно знати різницю координат між цими точками в нерухомій системі координат (13) і повернутій (16). Координати точки B в обох системах знайдемо при $u=0$ і $\alpha=\alpha_0$. Їх різницею є координати точки на кривій (1) при $\alpha=\alpha_0$. Таким чином, щоб отримати параметричні рівняння рухомого аксоїда, який дотикається до нерухомого вздовж виділеної осі, необхідно до рівнянь (16) добавити знайдену різницю. Після цього отримаємо:

$$X_p=\frac{u\tau\cos\alpha_{\tau0}}{\sqrt{k^2+\sigma^2}}+\frac{k\cos\alpha_{n0}}{k^2+\sigma^2}+\frac{uk\cos\alpha_{b0}}{\sqrt{k^2+\sigma^2}}+r\cos\alpha_0;$$
$$Y_p=\frac{u\tau\cos\beta_{\tau0}}{\sqrt{k^2+\sigma^2}}+\frac{k\cos\beta_{n0}}{k^2+\sigma^2}+\frac{uk\cos\beta_{b0}}{\sqrt{k^2+\sigma^2}}+r\sin\alpha_0; \quad (17)$$
$$Z_p=\frac{u\tau\cos\gamma_{\tau0}}{\sqrt{k^2+\sigma^2}}+\frac{k\cos\gamma_{n0}}{k^2+\sigma^2}+\frac{uk\cos\gamma_{b0}}{\sqrt{k^2+\sigma^2}}+z(\alpha_0).$$

На рис. 3 за рівняннями (13) і (17) побудовані аксоїди, які зображені на рис. 2 окремо. Спільна пряма дотику, зображена потовщеною лінією, відповідає $\alpha_0=0°$.

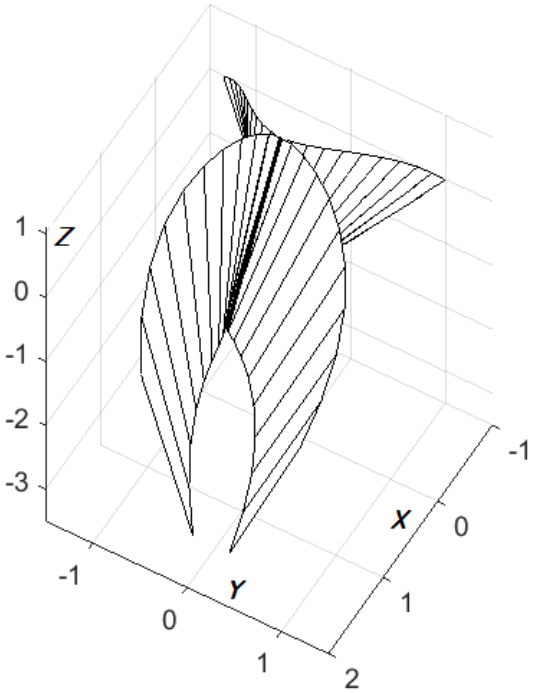


Рис. 3. Аксоїди із спільною лінією дотику при $\alpha_0=0°$, які зображені на рис. 2 окремо.

Fig. 3. Axoids with a common contact line at $\alpha_0=0°$, which are shown in Fig. 2 separately.

Аксоїди, зображені на рис. 2,3, побудовані при зміні параметра u в межах $u=0\ldots2$. Проте можна добитися кращої наочності, побудувавши відсіки цих аксоїдів при інших межах зміни цього параметра, наприклад, $u=2\ldots4$, або $u=-4\ldots-2$. Такі відсіки будуть знаходитися на певній відстані від траєкторії точки B по різні сторони від неї. Наприклад, на рис. 4 побудовані аксоїди і циліндрична напрямна крива, задана залежністю $z=a-b\cdot\alpha^2$. Незалежна змінна α в змінюється в межах $\alpha=-4\pi/5\ldots 4\pi/5$. Сталі величини мають наступні значення: $r=5$, $a=2$, $b=1$. Довжина прямолінійних твірних змінюється в межах $u=2\ldots4$. В одному випадку (рис. 4, вгорі) дотик аксоїдів відбувається

вздовж осей при α_0=0°, в іншому (рис. 4, внизу) – при $\alpha_0 = -\pi/2$. Цифрами позначено: 1 – напрямна крива, 2– нерухомий аксоїд, 3 – рухомий аксоїд, 4 – спільна пряма лінія дотику і ковзання (вісь кінематичного гвинта).

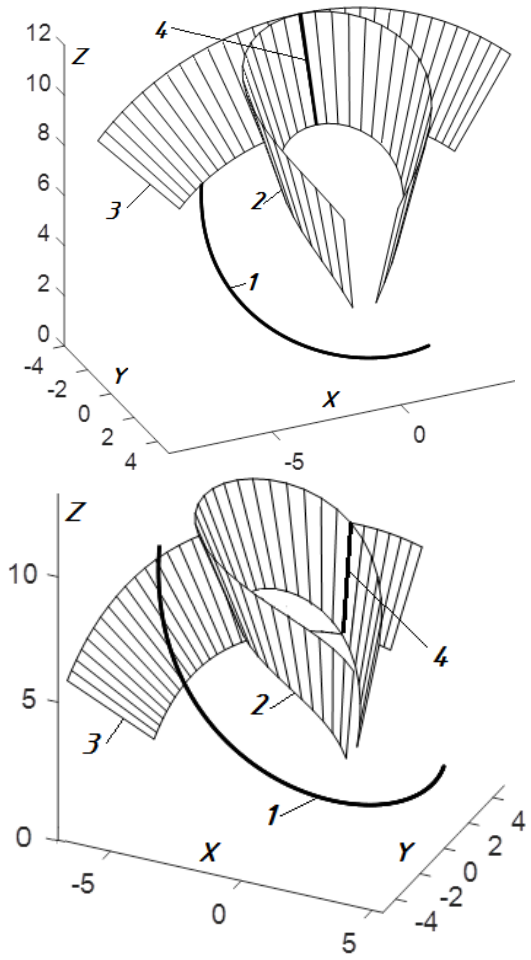


Рис. 4. Аксоїди із спільними лініями дотику вздовж осі кінематичного гвинта

Fig. 4. Axoids with common contact lines along the axis of the kinematic screw

Для побудови аксоїдів тригранника Френе циліндричної лінії за розробленою програмою достатньо задати залежність $z=z(\alpha)$ її похідні. Побудуємо аксоїди тригранника для циліндричної лінії, отриманої при залежності $z=a\sin b\alpha$. При $a=1$ такою кривою буде еліпс – плоский переріз циліндра. Від значення сталої b залежить співвідношення його осей. На рис. 5 побудовано сам еліпс і аксоїди при $a=1,\ b=4$.

Із рисунка 5 видно, що всі осі кінематичного гвинта паралельні між собою. Це означає, що вони є циліндричними поверхнями, причому рухомим аксоїдом є площина. Рухомий аксоїд побудовано в двох положеннях: в одному він дотикається до нерухомого при $\alpha_0 = \pi/4$ (позначення 3а), в другому – при $\alpha_0 = 6\pi/5$ (позначення 3б). Решта позначень аналогічна позначенням на рис. 4.

В праці [4] доведено твердження, що для плоскої кривої нерухомим аксоїдом є полярний торс напрямної кривої, а рухомим – його розгортка. Згідно формули (15) для плоскої кривої, у якої скрут σ дорівнює нулю, ковзання відсутнє. Це очевидно, оскільки торс по своїй розгортці котиться без ковзання.

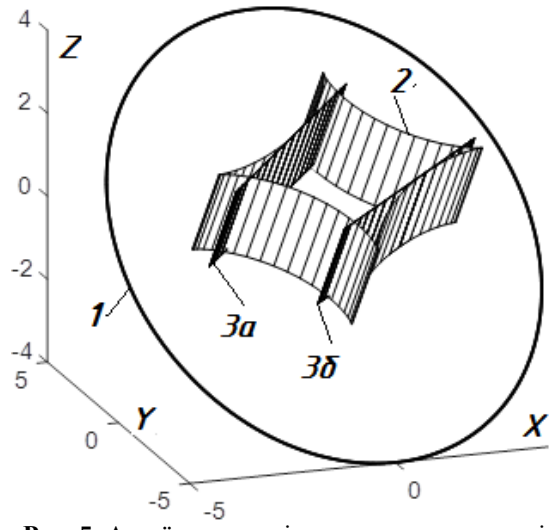


Рис. 5. Аксоїди супровідного тригранника еліпса.

Fig. 5. Axoids of the accompanying trihedral of ellipse.

Полярним торсом плоскої кривої є еволютний циліндр, прямолінійні твірні якого перпендикулярні площині, в якій розташована крива. В такому випадку просторову задачу кочення поверхонь аксоїдів можна звести до плоскої задач кочення їх перерізів, тобто до взаємного кочення плоских ліній. Кочення рухомого аксоїда по нерухомому (тобто розгортки по еволютному циліндру) можна замінити коченням прямої по кривій – еволюті перерізу нерухомого аксоїда. Підтвердження цього можна продемонструвати на прикладі рис. 5, якщо його повернути так, щоб аксоїди стали проекціювальними, тобто спроекціювалися у лінії. В такому випадку кочення аксоїдів, які є циліндричними поверхнями, зводиться до кочення ортогональних перерізів цих циліндрів, тобто центроїд. Такий поворот здійснено на рис. 6.

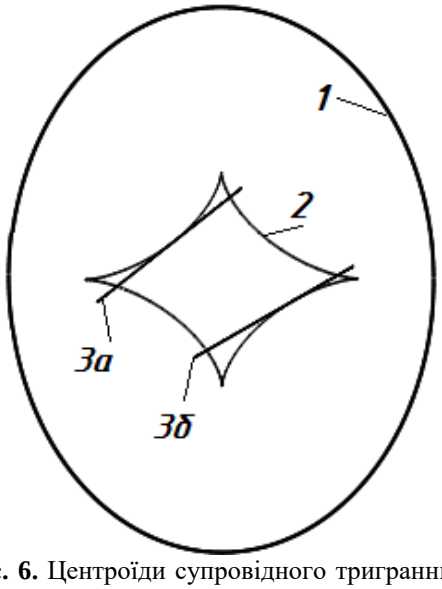


Рис. 6. Центроїди супровідного тригранника еліпса.

Fig. 6. Centroids of the accompanying trihedral of ellipse.

Нерухомою центроїдою є еволюта еліпса, а рухомою – пряма лінія. Якщо її продовжити до еліпса і точку зустрічі з ним прив'язати до прямої, то при перекочуванні прямої (тобто рухомої центроїди) по криволінійній нерухомій центроїді ця точка відтворить еліпс.

Якщо у залежності $z=a\sin b\alpha$ для b надати іншого значення, то ми отримаємо просторову криву, причому для цілого значення сталої b крива буде замкнена. На рис. 7 побудовано криву і нерухомий аксоїд при $r=5$, $a=0{,}75$, $b=2$. Як видно із рис. 7, поверхня аксоїда має лінії самоперетину.

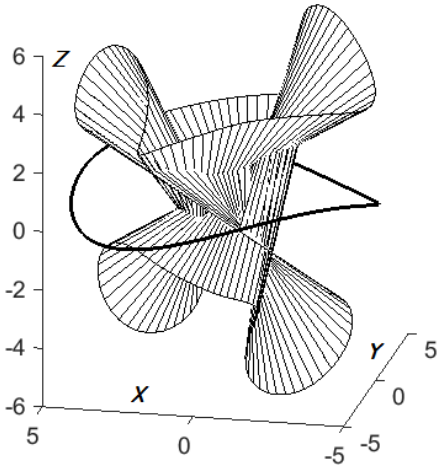


Рис. 7. Нерухомий аксоїд тригранника замкненої циліндричної лінії, заданої залежністю $z=0{,}75\sin 2\alpha$.

Fig. 7. The fixed axoid of a trihedral of the closed cylindrical line given by the dependence $z=0{,}75\sin 2\alpha$.

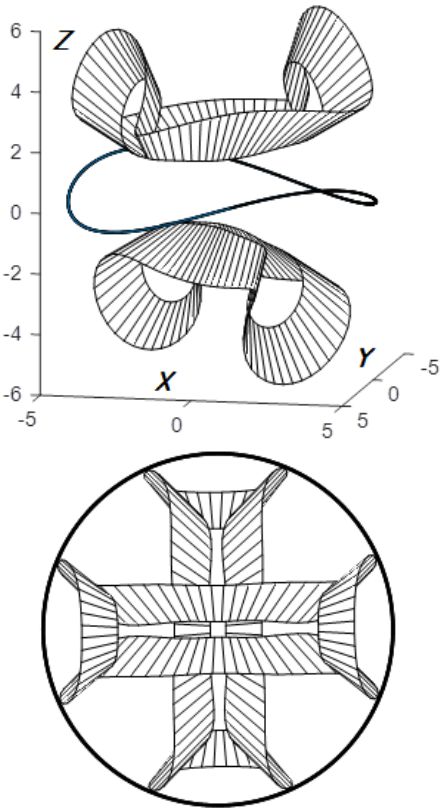


Рис. 8. Відсіки нерухомого аксоїда, зображеного на рис. 7, і їх горизонтальна проекція.

Fig. 8. Compartments of the fixed axoid shown in Fig. 7 and their horizontal projection.

На рис. 8 для наочності середня частина поверхні із лініями самоперетину не показана. Один відсік поверхні побудовано при зміні параметра u в межах $u=3\ldots5$, інший – при $u=-5\ldots-3$.

Нерухомого аксоїда, якого зображено на рис. 7, 8, побудовано при зміні параметра α в межах $\alpha=0\ldots2\pi$. Його поверхня теж замкнена. На рис. 9 побудовано рухомий аксоїд (ліворуч) та фрагменти нерухомого і рухомого аксоїдів із спільною лінією дотику при $\alpha_0=3\pi/4$.

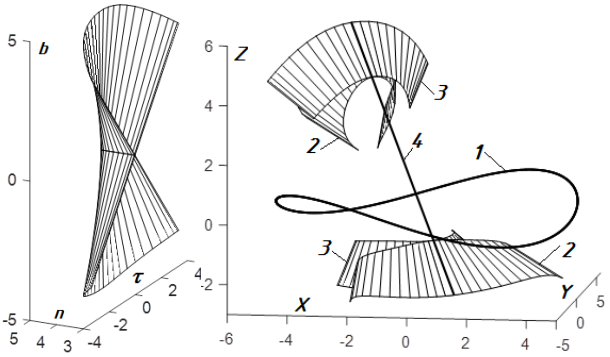


Рис. 9. Рухомий (ліворуч) та фрагменти нерухомого і рухомого аксоїдів із спільною лінією дотику (праворуч).

Fig. 9. Moving (left) and fragments of fixed and moving axoids with a common touch line (right).

На рис. 10 рухомий і нерухомий аксоїди, що зображені на рис. 9 праворуч, показані в проекціях.

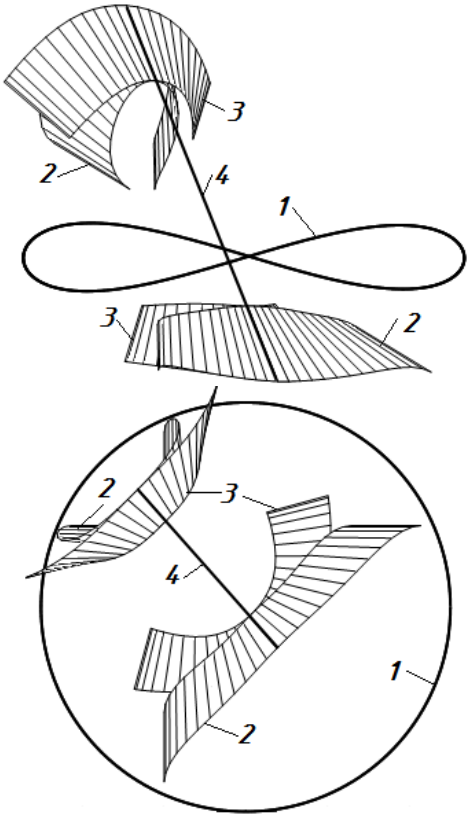


Рис. 10. Фронтальна і горизонтальна проекції аксоїдів із спільною прямою дотику.

Fig. 10. Frontal and horizontal projections of axoids with common touch line.

Цифрові позначення на рис. 9, рис. 10 такі ж, як і на рис. 4.

Висновки

1. Рух супровідного тригранника по напрямній кривій можна розглядати, як просторовий рух твердого тіла. Такий рух характеризується наявністю двох лінійчатих поверхонь – рухомого і нерухомого аксоїдів. Форма цих аксоїдів повністю залежить від диференціальних характеристик напрямної кривої. Щоб їх побудувати за розробленим алгоритмом і створеною програмою, потрібно ввести параметричні рівняння напрямної кривої, їх перші, другі і треті похідні.

2. Для циліндричної кривої потрібно ввести тільки одну залежність і її похідні, оскільки дві інші вже враховані разом із радіусом циліндра. У випадку плоскої циліндричної кривої – рух тригранника можна вивчати за допомогою рухомої і нерухомої центроїд, які є результатом поперечного перерізу відповідних аксоїдів.

Список літератури

1. *Ядгаров Д. Я., Шоломов И. Х.* Применение дифференциальных уравнений к конструированию ротативных поверхностей с аксоидами торс-торс. Исслед. в области теории дифференциальных уравнений и теории приближений. 1982. С. 96-100.

2. *Кирилов С. В.* Параметрические уравнения некоторых спироидальных поверхностей. Кибернетика графики и прикладная геометрия поверхностей: Труды МАИ. 1972. Вып. 296. С. 81-85.

3. *Панчук К. Л.* Элементы кинематической геометрии кривой линии. Омский научный вестник. 2005. № 2 (31). С. 68-69.

4. *Кресан Т. А., Пилипака С. Ф., Кремець Я. С.* Нерухомий і рухомий аксоїди супровідного тригранника Френе плоскої напрямної кривої. Сучасні проблеми моделювання. 2018. № 13. С. 83-91.

5. *Кресан Т. А., Пилипака С. Ф., Грищенко І. Ю., Федорина Т. П.* Нерухомий і рухомий аксоїди супровідного тригранника Френе просторової кривої укосу. Вісник Херсонського національного технічного університету. 2019. № 2 (69). Ч. 3. С. 265-273.

6. *Кресан Т. А., Пилипака С. Ф., Несвідомін В. М., Бабка В. М., Федорина Т. П.* Просторові криві, у яких рухомим аксоїдом супровідного тригранника є плоский пучок. Сучасні проблеми моделювання: зб. наук. 2019. № 15. С. 110-117.

7. *Милинский В. И.* Дифференциальная геометрия. Ленинград. 1934. 332 с.

8. *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.

9. *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.

References

1. *Yadgarov D. Ya., Sholomov I. Kh.*(1982). Application of differential equations to the construction of rotational surfaces with torso-torso axoids. Issled. in the theory of differential equations and approximation theory. 96-100.

2. *Kirilov S. V.* (1972). Parametric equations of some spiroid surfaces. Cybernetics graphics and applied surface geometry: Proceedings of the Moscow Aviation Institute. 296. 81-85.

3. *Panchuk K. L.* (2005). Elements of kinematic geometry of a curve line. Omsk Scientific Herald. 2(31). 68-69.

4. *Kresan T. A., Pylypaka S. F., Kremets Ya. S.* (2018). Fixed and moving axoids of the accompanying Frenet trihedral of the plane directing curve. Modern Modeling Problems: Coll. of sciences. to the MSPU them. B. Khmelnitsky. 13. 83-91.

5. *Kresan T. A., Pylypaka S. F., Grischenko I. Yu., Fedoryna T. P.* (2019). Fixed and moving axoids of the accompanying Frenet trihedral of the spatial slope curve. Bulletin of the Kherson National Technical University. 2(69-3). 265-273.

6. *Kresan T. A., Pylypaka S. F., Nesvidomin V. M., Babka V. M., Fedoryna T. P.* (2019). Spatial curves in which the moving axoid of the accompanying trihedral is a flat sheaf. Modern modeling problems: coll. of sciences. to the MSPU them. B. Khmelnitsky. 15. 110-117.

7. *Milinsky V. I.* (1934). Differential geometry. Leningrad. 332.

8. *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.

9. *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.

ПОДВИЖНЫЙ И НЕПОДВИЖНЫЙ АКСОИДЫ ТРЕХГРАННИКА ФРЕНЕ НАПРАВЛЯЮЩЕЙ КРИВОЙ НА ПРИМЕРЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЛИНИИ

Т. А. Кресан, С. Ф. Пилипака, В. Н. Бабка, Я. С. Кремец

Аннотация. Если твердое тело совершает пространственное движение, то в каждый момент времени это движение можно разложить на вращательное с угловой скоростью и поступательное с линейной скоростью. Направление оси вращения и величина угловой скорости, то есть вектор вращательного движения в данный момент времени не меняется независимо от точки твердого тела (полюса), в отношении которого осуществляется разложения скоростей. Для линейной

скорости поступательного движения происходит все наоборот – модуль и направление вектора зависят от выбора полюса. В твердом теле можно найти точку, то есть полюс, по отношению к которому оба вектора вращательного и поступательного движений имеют одинаковое направление. Общую прямую, которую задают эти два вектора, называют мгновенной осью вращения и скольжения, или кинематическим винтом. Он характеризуется направлением и параметром – соотношением линейной и угловой скорости. Если линейная скорость равна нулю, а угловая нет, то в данный момент времени тело совершает только вращательное движение. Если же происходит наоборот, то тело движется поступательно без вращательного движения.

При движении сопровождающего трехгранника по направляющей кривой он осуществляет пространственное движение, то есть в каждый момент времени можно найти положение оси кинематического винта. Его расположение в трехграннике, как в твердом теле, вполне определенное и полностью зависит от дифференциальных характеристик кривой в точке расположения трехгранника – ее кривизны и кручения. Поскольку в общем случае кривизна и кручение изменяются по мере движения трехгранника по кривой, то и положение оси кинематического винта тоже будет изменяться. Множество этих положений образует линейчатую поверхность – аксоид. При этом различают аксоид неподвижный по отношению к неподвижной системе координат, и подвижный – который образуется в системе трехгранника и движется вместе с ним.

Форма подвижного и неподвижного аксоидов зависит от вида кривой. Саму кривую можно воспроизвести качением подвижного аксоида по неподвижному с одновременным скольжением вдоль общей линии соприкосновения с линейной скоростью, которая тоже определяется через кривизну и кручение кривой в конкретной точке. Для плоских кривых скольжение отсутствует, то есть подвижный аксоид катится по неподвижному без скольжения. Есть класс кривых, для которых угловая скорость вращения трехгранника является постоянной. К ним относится и винтовая линия. В статье рассмотрены аксоиды цилиндрических линий и построены некоторые из них.

Ключевые слова: подвижный и неподвижный аксоиды, кинематический винт, трехгранник Френе, цилиндрическая линия, кривизна, кручение.

MOVING AND FIXED AXOIDS OF FRENET THRIHEDRAL OF DIRECTING CURVE ON EXAMPLE OF CYLINDRICAL LINE

T. A. Kresan, S. F. Pylypaka, V. M. Babka, Ya. S. Kremets

Abstract. If the solid body makes a spatial motion, then at any point in time this motion can be decomposed into rotational at angular velocity and translational at linear velocity. The direction of the axis of rotation and the magnitude of the angular velocity, that is the vector of rotational motion at a given time does not change regardless of the point of the solid body (pole), relative to which the decomposition of velocities. For linear velocity translational motion is the opposite: the magnitude and direction of the vector depend on the choice of the pole. In a solid body, you can find a point, that is, a pole with respect to which both vectors of rotational and translational motions have the same direction. The common line given by these two vectors is called the instantaneous axis of rotation and sliding, or the kinematic screw. It is characterized by the direction and parameter - the ratio of linear and angular velocity. If the linear velocity is zero and the angular velocity is not, then at this point in time the body performs only rotational motion. If it is the other way around, then the body moves in translational manner without rotating motion.

The accompanying trihedral moves along the directing curve, it makes a spatial motion, that is, at any given time it is possible to find the position of the axis of the kinematic screw. Its location in the trihedral, as in a solid body, is well defined and depends entirely on the differential characteristics of the curve at the point of location of the trihedral – its curvature and torsion. Since, in the general case, the curvature and torsion change as the trihedral moves along the curve, then the position of the axis of the kinematic screw will also change. Multitude of these positions form a linear surface - an axoid. At the same time distinguish the fixed axoid relative to the fixed coordinate system, and the moving - which is formed in the system of the trihedral and moves with it.

The shape of the moving and fixed axoids depends on the curve. The curve itself can be reproduced by rolling a moving axoid over a fixed one, while sliding along a common touch line at a linear velocity, which is also determined by the curvature and torsion of the curve at a particular point. For flat curves, there is no sliding, that is, the movable axoid is rolling over a stationary one without sliding. There is a set of curves for which the angular velocity of the rotation of the trihedral is constant. These include the helical line too. The article deals with axoids of cylindrical lines and some of them are constructed.

Key words: moving and fixed axoids, kinematic screw, Frenet trihedral, cylindrical line, curvature, torsion.

Т. А. Кресан ORCID 0000-0002-8280-9502.
С. Ф. Пилипака ORCID 0000-0002-1496-4615.
В. М. Бабка ORCID 0000-0003-4971-4285.
Я. С. Кремець ORCID 0000-0003-0675-5757.

Machinery & Energetics. Journal of Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020, Vol. 11, No. 3, 49-54
ISSN 2663-1334 (print), ISSN 2663-1342 (online), www.journals.nubip.edu.ua/index.php/Tekhnica

http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.03.049

УДК 631.354:633.1

ВПЛИВ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ НА ТРАВМУВАННЯ І ЯКІСТЬ НАСІННЯ ЗЕРНОВИХ КУЛЬТУР

Д. А. Дерев'янко[1], В. М. Поліщук[2], О. Д. Дерев'янко[1]

[1]Поліський національний університет, Україна.
[2]Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

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

Історія статті: отримано – квітень 2020, акцептовано – серпень 2020.
Бібл. 14, рис. 2, табл. 1.

Анотація. Теоретичні розрахунки та експериментальні дослідження свідчать, що під час технологічного процесу транспортування насіння технічними засобами, зокрема ковшовими транспортерами, виникає макро- і особливо мікротравмування зернівок, що впливає на зниження якісних показників.

Аналіз досліджень свідчить, що на травмування і якість насіння впливають конструкційні параметри робочих органів, біологічні та фізико-механічні властивості зернівок, а також матеріал виготовлення або покриття робочих елементів.

Експериментальні дані показали, що мікротравмування зернівок озимої пшениці до транспортування знаходилося в межах 22,9-23,5%, а після завершення технологічного процесу транспортування становило 45,3–46,4%, тобто збільшилося у два рази.

Подальші дослідження щодо підвищення якісних показників насіння зернових культур, зменшення шкідливої дії мікроорганізмів на зернівки та зниження макро- і мікротравмування необхідно проводити у взаємозв'язку та комплексі біологічних і фізико-механічних особливостей під час всього технологічного процесу.

Ключові слова: насіння, зернівка, технологічний процес, якість, мікро- і макротравмування, технічні засоби, швидкість руху.

Постановка проблеми

Вирішення продовольчого забезпечення населення є одним із головних завдань агропромислового комплексу країни. Для його виконання необхідно збільшити валове виробництво зерна до 100 млн. тонн, у тому числі озимих зернових культур. Для посіву прогнозованих та запланованих площ і отримання збільшення урожайності озимих зернових та їх валового виробництва, необхідно щороку підготовлювати більше 2 млн. тонн високоякісного насіння, адже відомо, що озима пшениця, жито та інші дуже важливі цінні зернові культури, які займають великі площі посіву і відіграють значну роль, насамперед, у продовольчому забезпеченні. У зв'язку із цим виникає нагальна потреба у забезпеченні насінням із високими показниками якості. Відомо, що тільки високоякісне насіння за всіх інших однакових можливостей забезпечує формування більшої частини майбутнього врожаю. Поряд з цим важливим є той факт, що існує до певної міри відставання із удосконаленням, виробництвом і запровадженням новітніх технічних засобів та технологій збирання, підготовлення та сівби зернових культур.

Аналіз літературних джерел

У створенні фундаменту наукових основ теорії взаємовпливу робочих поверхонь механізмів та різних матеріалів, в тому числі зернової маси, значний внесок зробили відомі вчені, результати досліджень яких наведені в працях [1, 2, 5, 6].

Дослідження [2-4, 9–14] свідчать, що травмування зернівок під час обмолочування сягає 20%

За даними [5–7], травмування зернівок значно зростає, інколи сягає 60–80%, під час обмолочування – до 30–35%, а при підготовці насіння навіть перевищує 50%, залежно від вологості структури зернового вороху та механічних навантажень.

Дослідження [6, 8] свідчать, що при контактуванні зернівок з робочою поверхнею гвинта шнекового транспортера залежно від підняття витка найменша інтенсивність притиснення, а значить мікротравмування насіння, перебуває в діапазоні α=5-10°. При збільшенні кута підняття до 15° і більше, інтенсивність зростання пропорційна до кута підняття витків гвинта шнека.

За даними [10] при підсушуванні різних видів насіння необхідно вибирати оптимальні режими з мінімальними витратами енергії, механічними навантаженнями для отримання якісного насіння.

Результати досліджень [11] говорять про вплив стресових умов на якість насіння, тобто світла, температури, окислення. А у поєднанні з механічними навантаженнями, травмами і деформаціями якість насіння знижується.

Дослідження [12] свідчать, що схеми сівозмін та різні екстракти одночасно із механічними впливами і деформаціями знижують якість насіння овочевих та зернових культур.

Таким чином, глибоке і всебічне вивчення фізико-механічних, біологічних особливостей насіння і розроблення нових технологій та модернізація робочих органів, забезпечить мінімальну кількість мікротравмування зернівок, тріщин, деформацій.

Слід зазначити, що комплексних теоретичних та експериментально-виробничих досліджень впливу робочих органів на міцність, руйнування, деформацію і травмування зернівок під час збирання і всіх наступних технологічних процесів підготовлення насіння і сівби не проводились. Тому результати дослідження повинні виправити і покращити вирішення цієї надзвичайно важливої проблеми.

Мета досліджень

Мета дослідження – покращення якості насіння шляхом зниження його травмування на всіх стадіях процесу збирання, обробляння, підготовлення і сівби та розроблення обладнання для реалізації цих процесів у виробництві.

Результати досліджень

Для досягнення мети були поставлені такі завдання:

– провести теоретичні розрахунки щодо впливу робочих органів технічних засобів під час підготовлення насіння на його травмування і якість;

– здійснити інженерні рішення зниження макро- і мікротравмування зернівок та покращення якості насіння під час його підготовлення;

– провести експериментальні, виробничі та лабораторні дослідження впливу технічних засобів і технологічних процесів на травмування і якість насіння зернових культур під час його підготовлення.

Теоретичні дослідження та розрахунки виконувалися шляхом математичного моделювання процесів роботи технічних засобів та технологічних процесів, використання основних законів механіки та сучасних методів комп'ютерних розрахунків.

Експериментальні дослідження проводились в лабораторно-виробничих умовах із використанням натурних зразків та технічних засобів за розробленими і стандартними методиками.

Аналіз робіт по виявленню причин та факторів, що впливали на травмування і якість насіння при його збиранні, обробленні, транспортуванні, завантаженні та сівбі технічними засобами і технологічними лініями показав, що існують різні погляди по зниженню їх негативного впливу.

Більшість дослідників відмічають, що для більш об'єктивного та глибокого наукового обґрунтування заходів зниження травмування насіння робочими органами необхідно проводити теоретичні розробки процесів макро- і мікро травмування, знаходити і досліджувати головні фактори, що впливають на нього, а також обов'язково враховувати стан зернового вороху, біологічні та фізіологічні властивості зернівки та матеріали виготовлення робочих органів, або їх покриття гумою, пластмасою, нейлоном.

Дослідження свідчать, що руйнування матеріалу відбувається, якщо механічна дія сил, що діє на матеріал, більша за його міцність, тому розрахунковим шляхом визначено величину контактуючої сили залежно від маси, швидкості, пружності тіл, що співударяються, а також зовнішніх факторів контактування.

Необхідно зазначити, що в основу наукових рекомендацій зниження травмування зернівок деякі дослідники брали теорію контактуючих деформацій для однорідних матеріалів, але зернівка, а тим більше зерновий ворох, не відносяться до однорідних матеріалів ні по структурі, будові, а тим більше по біологічному і хімічному складу. Обов'язково необхідно в дослідженнях враховувати конструктивні параметри, матеріали, режими роботи та інші технічні особливості машин. При транспортуванні та завантаженні насіння ковшовими транспортерами відбувається взаємодія зернівок з робочими поверхнями при завантаженні ковшів, швидкості руху смуги, зворотного висипання, співударяння, розвантаження та ударів з кожухом головки елеватора, що сукупно впливає на травмування, деформацію і особливо мікротравмування зернівок.

Безумовно, дуже важливий вплив на макро- і мікротравмування зернівок відіграє кількість насіння, що розміщується в ковші під час його транспортування.

Надана схема заповнення насінням ковша (рис. 1) показує, що поверхня наявності насіння має форму логарифмічного витка під кутом зрізу 25-30°.

Відповідно цього рисунка, площі контактування насіння із внутрішньою поверхнею ковша можна визначити, розглянувши поверхні контактування з урахуванням довжини передньої частини ковша, його ширини, площі дна та площі контактування із поверхнею задньої частини ковша.

Дослідження показують, що радіус барабана, радіус округлення дна ковша, кут захоплення насіння, зворотне зсипання, крок розміщення ковшів, швидкість руху та затиснення зернівок між ковшем і смугою впливають на макро- і особливо мікротравмування насіння (див. рис. 1).

Зрозуміло, що збільшення розмірів ковша збільшує площу контактування зернівок із його поверхнею, але зростання контактуючої кількості насіння відбувається менш інтенсивно, ніж збільшення кількості насіння в ковші при сталому коефіцієнті заповнення, а тому зменшується імовірність травмування насіння.

Контактування при зворотному висипанні можна виразити рівнянням:

$$K_{зв} = \frac{m \cdot V_{кнк}}{100}, \qquad (1)$$

де $K_{зв}$ – контактування при зворотному висипанні насіння, %; m – кількість насіння при «зворотному висипанні», %; V – кількість насіння, що контактує із поверхнею, %.

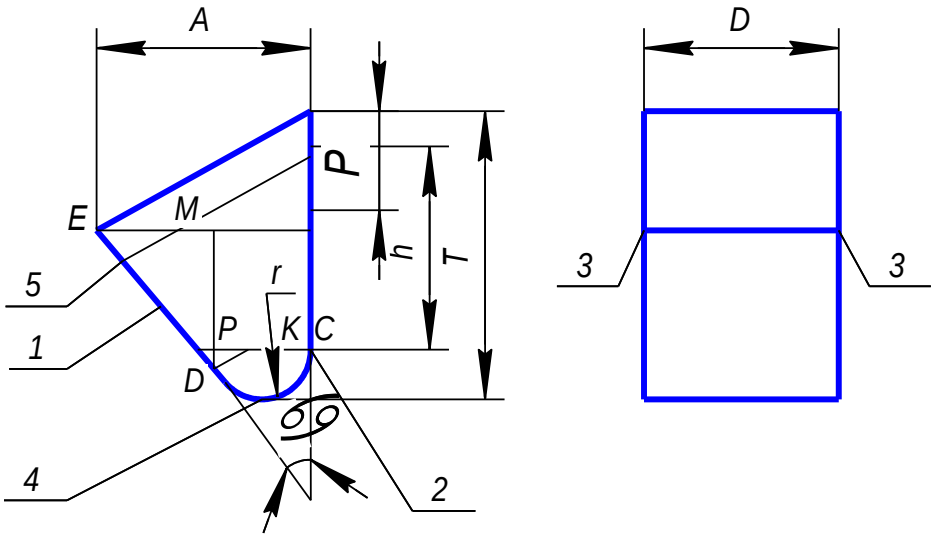


Рис. 1. Схема заповнення ковша насінням: 1 – передня частина; 2 – задня частина; 3 – бокові частини; 4 – дно ковша; 5 – верхнє розміщення насіння.

Fig. 1. The scheme of filling the bucket with seeds: 1 – front part; 2 – back part; 3 – side parts; 4 – the bottom of the bucket; 5 – upper seed placement.

Відповідно до параметрів ковша, насіння контактує з передньою, задньою, боковими частинами і дном. Площа контактування із задньою стінкою залежить від величини заповнення, а тому внутрішню площу можна розрахувати за виразом:

$$S_{квн} = S_п + S_з + S_б + S_д, \qquad (2)$$

де $S_п$, $S_з$, $S_б$, $S_д$ – площі контактування насіння із передньою, задньою, боковими внутрішніми частинами та дном ковша, м^2.

Під час виробничих процесів оброблення зернового вороху і підготовлення насіння, зернівки проходять декілька раз через механізми, тому існує імовірність їх потрапляння у контактуючий шар, а відповідно вони отримуватимуть макро- і мікротравмування.

Імовірність наявності не мікротравмованого m_0 та не макротравмованого n_0 насіння у початковому зерновому воросі визначаємо при аналізі якості зернового вороху після збирання.

Кількість насіння, що не травмувалася при технологічних процесах, змінюється і може визначатись залежностями:

$$\begin{aligned} m_i &= m_0 \cdot M^{-C_1 P_{KHMI}} \\ n_i &= n_0 \cdot M^{-C_2 P_{KHI}} \end{aligned}, \qquad (3)$$

де m_i – імовірність наявності не мікротравмованих зернівок після їх обробляння; n_i – імовірність наявності не макротравмованих зернівок після їх обробляння; m_0 – імовірність наявності не мікротравмованих зернівок у початковому воросі; n_0 – імовірність наявності не макротравмованих зернівок у початковому воросі; M – кількість зернової маси, що обробляється, шт.; C_1 та C_2 – емпіричні коефіцієнти; P – імовірність наявності макро- та мікротравмованих зернівок у шарі насіння.

Таким чином, мікротравмування і подрібнення зернівок механізмами можна визначити за виразами:

$$\begin{aligned} m_i &= m_0 \cdot M^{-C_1 P_{KHMI}} \\ n_i &= n_0 \cdot M^{-C_2 P_{KHI}} \end{aligned}. \qquad (4)$$

Аналіз дослідження показує що, при здійсненні технологічних процесів на якість насіння впливають конструкційні параметри і режими роботи збирання та підготовлення насіння, або інших будь-яких операцій транспортування і завантаження.

Згідно теорії імовірнісного характеру, оцінення травмування насіння робочими елементами машини залежить від якості початкового зернового вороху та від імовірності потрапляння його у шар контактування із поверхнями цих машин.

Мінімальні значення «зворотного висипання» спостерігаються при швидкості руху стрічки 1,3-1,5 м/с, а при зниженні швидкості руху менше 1,3 м/с переважає гравітаційне розвантаження ковшів. У цьому випадку зернова маса, не досягнувши вивантажувального патрубка, зсипається по задній стінці ковша в канал холостої частини стрічки. Зростання швидкості руху стрічки понад 1,6 м/с призводить до збільшення «зворотного висипання», в цьому випадку переважає відцентрове завантаження, внаслідок якого зернівки, вдаряючись по кожуху верхньої головки, через підскакування зсипаються назад у башмак норії. Зменшення швидкості руху смуги від 2,55 м/с до 1,4-1,6 м/с зменшує «зворотне висипання» в 1,6-1,7 рази. Крім цього, при постійному завантаженні норії із зменшенням швидкості руху стрічки зростає коефіцієнт заповнення ковшів і зменшується ймовірність контактування зернівок з робочими елементами, що в кінцевому рахунку сприяє зниженню травмування зерна. При підвищенні швидкості руху стрічки елеватора насіннєочисної машини СМ-4 та коефіцієнтів заповнення ковшів до 0,6 м/с, «зворотне висипання» зернової маси спочатку зменшується, а потім зростає, рис. 2.

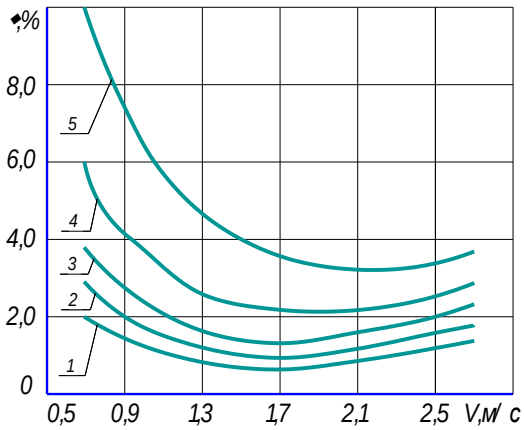


Рис. 2. Залежність «зворотного висипання» насіння в насіннєочисній машині від швидкості руху смуги при коефіцієнті заповнення ковшів: 1 – 0,2; 2 – 0,3; 3 – 0,4; 4 – 0,5; 5 – 0,6.

Fig. 2. Dependence of "reverse shedding" of seeds in the seed cleaning machine on the speed of the lane at the coefficient of filling of buckets: 1 – 0,2; 2 – 0,3; 3 – 0,4; 4 – 0,5; 5 – 0,6.

Необхідно зазначити, що значення швидкості, при якій спостерігається мінімальне «зворотне висипання», збільшується при зростанні коефіцієнта заповнення ковшів. Значне зниження швидкості руху стрічки може призвести до зворотного зсипання зерна в холостий канал, що сприятиме збільшенню не тільки його травмування, але і подрібнення. Величина такого «зворотного висипання» зростає із збільшенням коефіцієнта заповнення ковшів, а значне збільшення такого стану при коефіцієнті заповнення ковшів понад 0,5 викликається тим, що елеватор обладнаний машинами із мілкими ковшами, які не можна заповнювати більше ніж на 60 %. У зв'язку із цим коефіцієнт заповнення ковшів не може перевищувати 0,5, а швидкість руху стрічки повинна бути в межах до 2 м/с.

Аналіз теоретичних досліджень показує, що при проходженні технологічних процесів підготовлення насіння на його якість і травмування впливають конструкційні параметри, заповнення ковшів насінням, зворотне зсипання, швидкість руху, затиснення між робочими поверхнями, зіткнення тощо (див. рис. 1, рис. 2).

Експериментальні, виробничі та лабораторні дослідження впливу технічних засобів на травмування і якість насіння під час оброблення зернового вороху (табл. 1) проводилися у агрозонах Лісостепу і Полісся України.

Таблиця 1. Травмування насіння озимого жита під час транспортування ковшовими транспортерами.
Table 1. Injury of winter rye seeds during transportation by bucket conveyors.

Підприємство, сорт	Назва процесу	Макро-травми	Мікротравми			
			зародок	оболонка	всього травм	Без травм
ПП " Галекс-Агро", Житомирська область, с. Верхняцьке- 34	До завантаження ковша	6,45	6,05	8,25	27,90	72,10
	Після завантаження ковша	10,05	10,95	12,95	57,15	42,85
СФГ " Дніпро " Черкаська область, с. Вернацьке - 34	До завантаження ковша	6,15	6,95	8,75	28,75	71,25
	Після завантаження ковша	9,85	11,45	13,95	59,75	40,15

Дані результатів експериментальних досліджень показують, що після травмування ковшовим транспортером кількість макротравмування насіння жита зросла до 10,05% і 9,85%, тобто більше, ніж до технологічної операції на 3,6% і 3,7% (див. табл. 1).

Також збільшилися пошкодження зародка, що в значній мірі впливає на польову схожість, адже до транспортування воно становило 6,05% і 6,95%, а після розвантаження з ковшів відповідно 10,95% і 11,45%, тобто більше на 4,9% і 4,5%.

Дані табл. 1 свідчать, що особливо суттєво зросли макротравми із 27,30% та 28,75% до 57,15% і 59,75%. Таким чином, після вивантаження насіння із ковшів, нетравмованого насіння залишилось 42,85% і 40,15%.

Результатами досліджень показують, що під час виконання технологічних операцій підготовлення насіння озимого жита, внаслідок контактування і зіткнення з робочими поверхнями, зернівки жита травмуються сильніше, ніж зернівки озимої пшениці. Це також пояснюється тим, що зародок зернівок жита виходить за зовнішні параметри поверхні, а при переміщенні та зіткненнях насіння орієнтується в першу чергу зародком, від чого перший і зазнає більше травм.

Все це в сукупності сприяє збільшенню травмування насіння озимого жита під час технологічних процесів його підготовлення. У зв'язку із цим необхідно підбирати м'які режими, систематично здійснювати регулювальні роботи щодо робочих агрегатів, та використовувати пом'якшувальні матеріали при їх виготовленні, або покритті, такі як дерево, пластмаса, капрон, нейлон, тощо, адже будь-яке травмування та руйнування сприяє зниженню якості насіння, особливо його схожості, що безумовно суттєво впливає на урожайність зернової культури.

Висновки

1. У результаті теоретичних досліджень впливу

транспортувальних технічних засобів на зернівки виявлено, що при механічній дії сил, що виникають, більших за її міцність, то величина контактуючої сили залежить від швидкості руху, маси, пружності зернівок і тіл, що співударяються, а також від впливу зовнішніх факторів у взаємозв'язку і суттєво впливають на мікро- і макротравмування насіння. Напруження, що виникає від механічної дії, та тиск на зернівку при зіткненні з робочими поверхнями і взаємоударяннях сприяють мікротравмуванню.

2. Швидкість руху смуги, заповнення ковшів насінням, зворотне висипання, площі поверхонь робочих органів, затиснення зернівок між щілинами та інші фактори у сукупності і взаємозв'язку з біологічними та механіко-технологічними властивостями насіння зернових культур впливають на травмування зернівок і їх якісні показники.

3. Експериментальні дані показали, що мікротравмування зернівок озимого жита до транспортування знаходилось в межах 27,9-28,75%, а після завершення технологічного процесу становило 57,15-59,75%, тобто збільшилося у два рази.

4. Результати теоретичних та експериментальних досліджень свідчать, що під час транспортування і контактування зернівок з робочими поверхнями ковшів, зворотного зсипання, швидкості руху, затиснення і зіткнення відбувається суттєве збільшення макро- та мікротравмування насіння, що в кінцевому результаті негативно впливає на його якісні показники. Особливо це стосується зниження польової схожості насіння, що вплине на зменшення урожайності будь-якої зернової культури.

Список літератури

1. *Головач І. В., Дерев'янко Д. А., Дерев'янко О. Д.* Травмування насіння при підсушуванні технічними засобами. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2017. №1 (96). С. 78-82.

2. *Derevjnko D., Sukmaniuk E., Derevjnko O.* Caryopsides injury and drying modes while seed preparing. History, Problems and Prospects of Development of Modern Civilization*:* XVIII International Academic Congress, Tokyo, Japan, 25-27 January 2017 year: abstracts of the report. Tokyo, 2017. P. 108–113.

3. *Derevjnko D., Sukmaniuk E., Derevjnko O.* Grain crops injuries and drying modes while seeds preparation. INMATEH – Agricultural Engineering Journal. 2017. vol. 53, no 3. p. 89–94.

4. *Заїка П. М.* Теорія сільськогосподарських машин. Харків. ОКО, 2006. Т.3. 408 с.

5. *Строна И. Г.* Травмирование семян зерновых культур и урожай. Биология и технология семян. Харьков, 1974. С. 122-129.

6. *Тищенко Л. Н., Ольшанский В. П., Ольшанский С. В.* Виброрешетная сепарация зерновых смесей. Харьков: Міськдрук, 2011. 280 с.

7. *Orobinsky V. I., Gievsky A. M., Schwartz A. A., Baskakov I. V., Chernyshov A. V.* Improving the efficiency of apparatus of exact seeding of small-seeded crops. Journal of Fundamental and Applied Sciences. 2018. Vol. 10 (5S). P. 1226–1241.

8. *Pascoe R. D., Fitzpatrick R., Garratt J. R.* Pradiction of automated sorter performance utilising a Monte Carlo simulation of feed characteristics. Minerals Engineering. 2015. Vol. 72. P. 101-107. doi:10.1016/j. mineng. 2014. 12.026.

9. *Rogovskii I. L., Palamarchuk I. P., Kiurchev S. V., Verkholantseva V. O., Voinash S. A., Sokolova V. A., Gogolevski A. S.* Mathematical modeling of the impulse bubbling process of bulk mass by the coolant flow. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2020. vol. 919, 052026. doi:10.1088/1757-899X/919/5/052026.

10. *Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Marinina L. I., Lavrinenko O. T., Bannyi O. O.* Engineering management of machine for formation of artificial shell on seed vegetable cultures. INMATEH. Agricultural Engineering. 2020. Bucharest. Vol. 61. No 2. P. 165-174. doi: 10.35633/INMATEH-61-18.

11. *Zayets M., Sukmaniuk E., Grudovyi R.* Theoretical grounding of seeds valve opener settings for subsoil-spreading sowing method. INMATEH – Agricultural Engineering journal. 2017. Vol. 52, No. 2. P. 13-18.

12. *Mellmann J., Weigler F., Scaar H.* Research on procedural optimization and development of agricultural drying processes. Drying Technology. 2019 Vol. 5. P. 569-578.

13. *Suzuki N., Miller G., Sejima H., Harper J., Mittler R.* Enhanced seed production under prolonged heat stress conditions in Arabidopsis thaliana plants deficient in cytosolic ascorbate peroxidase. Journal of experimental botany. 2019. Vol. 1. P. 253-263.

14. *Zhou X., Xing Ch., Jiang Bo, Li Ch., Liu X.* Allelopathic Effects of Water Extracts of Brassica juncea var. tumida Leaf on Seed Germination of Three Species of Crops. Journal of Henan Agricultural Sciences. 2019. Vol. 10. P. 117-121.

References

1. *Golovach I. V., Derevyanko D. A., Derevyanko O. D.* (2017). Injury of seeds during drying by technical means. Engineering and technology of the agroindustrial complex. 1 (96). 78-82.

2. *Derevjnko D., Sukmaniuk E., Derevjnko O.* (2017). Caryopsides injury and drying modes while seed preparing. For results XVIII International Academic Congress (January 25-27, 2017, Tokyo, Japan). 108-113.

3. *Derevjnko D., Sukmaniuk E., Derevjnko O.* (2017). Grain crops injuries and drying modes while seeds preparation. *INMATEH – Agricultural Engineering Journal*. 53 (3). 89-94.

4. *Zaika P. M.* (2006). Theory of agricultural machines. 3. Kharkiv. OKO. 408.

5. *Strona I. G.* (1974). Injury of cereal seeds and harvest. Biology and technology of seeds. Kharkiv. 122-129.

6. *Tishchenko L. N., Olshansky V. P., Olshansky S. V.* (2011). Vibro-sieve separation of grain mixtures. Kharkiv: City Press. 280.

7. *Orobinsky V. I., Gievsky A. M., Schwartz A. A., Baskakov I. V., Chernyshov A. V.* (2018). Improving the

efficiency of apparatus of exact seeding of small-seeded crops. Journal of Fundamental and Applied Sciences. 10 (5S). 1226-1241.

8. *Pascoe R. D., Fitzpatrick R., Garratt J. R.* (2015). Pradiction of automated sorter performance utilising a Monte Carlo simulation of feed characteristics. *Minerals Engineering*. 72. 101-107. doi:10.1016/j.mineng.2014. 12. 026.

9. *Rogovskii I. L., Palamarchuk I. P., Kiurchev S. V., Verkholantseva V. O., Voinash S. A., Sokolova V. A., Gogolevski A. S.* (2020). Mathematical modeling of the impulse bubbling process of bulk mass by the coolant flow. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 919. 052026. doi:10.1088/1757-899X/919/ 5/052026.

10. *Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Marinina L. I., Lavrinenko O. T., Bannyi O. O.* (2020). Engineering management of machine for formation of artificial shell on seed vegetable cultures. INMATEH. Agricultural Engineering. Bucharest. 61(2). 165-174. doi: 10.35633/INMATEH-61-18.

11. *Zayets M., Sukmaniuk E., Grudovyi R.* (2017). Theoretical grounding of seeds valve opener settings for subsoil-spreading sowing method. *INMATEH – Agricultural Engineering journal*. 52 (2). 13–18.

12. *Mellmann J., Weigler F., Scaar H.* (2019). Research on procedural optimization and development of agricultural drying processes. *Drying Technology*. 5. 569-578.

13. *Suzuki N., Miller G., Sejima H., Harper J., Mittler R.* (2019). Enhanced seed production under prolonged heat stress conditions in Arabidopsis thaliana plants deficient in cytosolic ascorbate peroxidase. *Journal of experimental botany*. 1. 253-263.

14. *Zhou X., Xing Ch., Jiang Bo, Li Ch., Liu X.* (2019). Allelopathic Effects of Water Extracts of Brassica juncea var. tumida Leaf on Seed Germination of Three Species of Crops. Journal of Henan Agricultural Sciences. 10. 117-121.

ВЛИЯНИЕ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ НА ТРАВМИРОВАНИЕ И КАЧЕСТВО СЕМЕНА ЗЕРНОВЫХ КУЛЬТУР

Д. А. Деревянко, В. Н. Полищук, А. Д. Деревянко

Аннотация. Теоретические расчеты и экспериментальные исследования показывают, что во время технологического процесса транспортировки семян техническими средствами, в частности ковшовыми транспортерами, возникает макро- и особенно микротравмирование зерновок, что влияет на снижение качественных показателей.

Анализ исследований показывает, что на травмирование и качество семян влияют конструкционные параметры рабочих органов, биологические и физико-механические свойства зерновок, а также материал изготовления или покрытия рабочих элементов.

Экспериментальные данные показали, что микротравмирование зерновок озимой пшеницы до транспортировки находилось в пределах 22,9-23,5%, а после завершения технологического процесса транспортирования составило 45,3-46,4%, то есть увеличилось в два раза.

Дальнейшие исследования по повышению качественных показателей семян зерновых культур, уменьшению вредного воздействия микроорганизмов на зерновки и снижение макро- и микротравмирования необходимо проводить во взаимосвязи и комплексе биологических и физико-механических особенностей всего технологического процесса.

Ключевые слова: семена, зерновка, технологический процесс, качество, микро- и макротравмирование, технические средства, скорость движения.

INFLUENCE OF WORKING BODIES OF TECHNICAL MEANS ON INJURY AND QUALITY OF SEED OF GRAIN CROPS

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

Abstract. Theoretical calculations and experimental studies show that during the technological process of transporting seeds by technical means, in particular ladle conveyors, macro- and especially microtrauma of grains occurs, which affects a decrease in quality indicators.

Analysis of the studies shows that the structural parameters of the working bodies, the biological and physico-mechanical properties of the kernels, as well as the material for the manufacture or coating of the working elements, affect the trauma and quality of the seeds.

Experimental data showed that microtrauma of winter wheat grains before transportation was in the range of 22.9-23.5%, and after completion of the transportation process was 45.3-46.4%, that is, doubled.

Further studies to improve the quality of seeds of grain crops, reduce the harmful effects of microorganisms on caryopsis and reduce macro- and microtrauma should be carried out in the relationship and the complex of biological and physico-mechanical features of the entire technological process.

Key words: seeds, caryopsis, technological process, quality, micro and macro trauma, technical means, speed.

Д. А. Дерев'янко ORCID 0000-0003-1408-6274.
В. М. Поліщук ORCID 0000-0002-9654-9051.
О. Д. Дерев'янко ORCID 0000-0003-0913-5086.

Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020, Vol. 11, No 3, 55-60
ISSN 2663-1334 (print), ISSN 2663-1342 (online), www.journals.nubip.edu.ua/index.php/Tekhnica

http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.03.055

УДК 656.078-048.34

OPTIMIZATION OF TRANSPORT PROCESSES IN SUPPLY CHAINS OF EPICENTER HYPERMARKET NETWORK

O. M. Zagurskiy, T. S. Zhurakovska

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

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

Corresponding authors: zagurskiy_oleg@ukr.net.

Article history: Received – April 2020, Accepted – August 2020.
Bibl. 18, fig. 3, tabl. 0.

Abstract. Negative changes in the environment, leading to public pressure and environmental legislation require fundamental changes in the industrial practice of business. Survey of the environment in 22 countries found that: in half of the countries surveyed, the environment is considered to be one of the three most serious problems of concern to society. In most countries, the overwhelming number of citizens surveyed indicated that the state of the environment had an impact on their health, and an even larger proportion stated that the environment had an impact on the health of their children.

The article deals with the problem of increasing the level of environmental friendliness of transportation in supply chains. With the modern requirements in the integrated green supply chain, the reduction of the harmful impact of production and logistics activities on nature should be considered at all stages of the technological cycle of product development and its promotion through the supply chain.

It is determined that the key technologies for reducing the anthropogenic impact on the environment are the optimization of transport processes due to the reduction of distance during transportation at all stages of the supply chain; the increase in the use of local resources (reducing fuel costs and harmful emissions); the use of modern environmentally friendly energy-efficient vehicles.

The basic principles and approaches of the consolidated cargo transportation model have been substantiated, which balances environmental and economic problems and their testing has been carried out in the supply chain of the Epicenter hypermarket chain.

Key words: economy, environmental friendliness, supply chain, routing, optimization, harmful emissions.

Introduction

Negative changes in the environment, leading to public pressure and environmental legislation require fundamental changes in the industrial practice of business. For example, a survey of the environment in 22 countries found that: in half of the countries surveyed, the environment is considered to be one of the three most serious problems of concern to society. In most countries, the overwhelming number of citizens surveyed indicated that the state of the environment had an impact on their health, and an even larger proportion stated that the environment had an impact on the health of their children. In 16 out of 22 countries, citizens have stated that they are avoiding products that harm the environment. Under these conditions, the local and direct impact of products and processes on nature can no longer be considered acceptable or cost-effective; there is a need for a comprehensive analysis of the lifecycle goals of all products and processes and for improving their environmental friendliness.

Formulation of problem

Accordingly, the number of organizations planning to integrate environmental practices into their strategic plans and daily operations is steadily increasing. Regulatory requirements and consumer pressure drive the development of green supply chains (GrSCM) forward. Now their scope varies from monitoring of general environmental management programs to more biased practices through various “green” processes in production (reuse, recycling, recovery, reverse logistics, etc.).

Analysis of recent research results

Overseas scholars have conducted a wide range of studies on various aspects and problems of GrSCM application: Bektas, T., Laporte, G. (2011) [4], Chaabane A., Ramudhin A., Paquet M., (2012) [5], Christof, Dr., & Ehrhart, E. (2012) [6], Dekker R., Bloemhof J., Mallidis I. (2012) [7], McKinnon, A., Cullinane, S., Whiteing, A., & Browne, M. (2010) [12], Zhuravskaya M. (2016) [17].

The issues of inclusion of ecological component in the system of logistic management are considered in the works of Ukrainian Scientists N. Margita, U. Bilonizhka [1], O. Mnykh, B. Grechina [2] O. Zagurskiy, S. Rogach, L. Titova, I. Rogovskii, T. Pokusa [16] and some others [18].

Purpose of research

The goal of the work is to substantiate the basic approaches of the model of transportation of consolidated cargoes, which balances environmental and economic problems and its testing in the supply chain of the Epicenter hypermarket network.

Results of research

Experience in carrying out lifting works testifies that Modern researchers are looking at reducing the adverse impact of production and logistics activities on the natural spheres at all stages of the product cycle and supply chain links. And virtually all of them agree that the "green" supply chain is a supply chain in which at least several units use "green" (environmentally friendly) technology. Basically, we are talking about “green” production or purchasing, and there are practically no works on “green” transportation of goods. Suppliers, manufacturers, and customers associated with the supply chain may be neglected at short distances from each other by environmentally harmful transport.

However, if the transportation process takes a significant share in the total volume of supply chain logistics operations, even in the presence of green production, procurement and sales oriented on eco-marketing, then this chain is not considered to be green, in our view.

After all, according to experts, transport accounts for about 14% of the total carbon dioxide emissions on the planet, for storage facilities another 3% [14]. Transportation is also a major source of NOx, SOx, and particulate matter or fine dust [15]. In this regard, the introduction of "green" technologies in the logistics activities will make a significant contribution to maintaining the climate on the planet suitable for human life.

The urgent need to reduce the adverse effects of transport and logistics activities on the environment has led economically developed countries to taking decisive action. In 1994, the European Parliament and the Council introduced the Directive 94/62 / EC of the European Parliament and of the Council on packaging and packaging waste, which at the legislative level obliges companies to increase the use of reusable containers, to process waste from production and logistics activities, to introduce packaging management systems. [9].

At the municipal level, cities and regions of EU countries make decisions to ban the movement of old and, in some cases, new generation diesel vehicles in European cities. So, in Germany, after suing Deutsche Umwelthilfe, it was forbidden to enter certain streets for diesel and gasoline vehicles of old models in Stuttgart, Hamburg, Berlin, Cologne, Bonn, Frankfurt am Main and some other cities. These are diesel vehicles with Euro 4 and Euro 5 environmental standards. Moreover, the governments of Denmark and Ireland plan to ban diesel and gasoline vehicles from 2030 altogether [8].

It should be noted that the principles of green logistics are widely promoted by the European Logistics Association, which conducts a European ranking of logistic projects annually. In 2012, the Green Freight Europe (Green Freight Europe) project was launched, initiated by shippers and logistics companies, with the aim of developing a unified approach to identifying the emission factors and comparing the environmental parameters of different transport operators.

In science, the beginning of the development of "green" logistics in 1989 was provided by the German scientist E. Müller, who also proposed the term "green logistics" (from English green logistics). Together with his colleagues, he paid great attention to transport logistics, noting the strong link between logistics, environmental protection and natural resources. Later, scientists at Dresden Technical University continued their research and examined the relationship between business and the environment.

The urgency of considering this issue by scientists emerged along with the emergence of the concept of "social responsibility of business", which is inherent in the duality and dialectical unity of contradictions. Indeed, social responsibility, on the one hand, is an intrinsic motivation, an innate and acquired capacity that gives the actions a socially considered, socially significant, spiritual and moral character.

On the other hand, social responsibility emerges as an institution that provides for sanctions for socially inappropriate actions or for inaction. From these positions, research from foreign scientific sources has made it possible to distinguish the interpretation of "green" logistics, which scientists most often rely on.

Thus, according to P. Murphy, R. Braunschweig and D. Charles "green" logistics directs standard logistical requirements for the rationality, efficiency and speed of processing and movement of goods, and takes into account environmental measures" [13]. Within this concept, logistic activity is limited to a transport system of distribution that must be carried out on environmental principles.

Logistics has traditionally been the planning, execution and control of the movement and placement of people and/or goods within the economic system to achieve certain goals [10]. And if the main function of traditional logistics is to coordinate all types of logistics activities to meet the needs of customers with minimal cost, then in green logistics, companies pay more attention to external externalities related to climate change, air, water and soil pollution in order to achieve sustainable balance between economy, environment and society [11]. The basic principles of environmental logistics include environmentally safe transportation and storage of material resources [3].

If we consider transport separately, the key tasks to reduce the harmful effects of transport on the environment will be:

- reducing the harmful effects of transport on human health by reducing the amount of impacts, emissions and discharges, the amount of waste on all modes of transport (training and streamlining of routes);
- reduction of energy consumption of transport;
- motivation for the transition of vehicles to environmentally friendly fuels.

Solving certain tasks is directly related to the significant financial costs that consumers are not always

ready to compensate. So, one of the most important issues in green logistics is balancing environmental and business (economic) issues. Improving the environment is expensive, so the question is what trade-offs arise between the consequences of economic activity and its value, and what solutions can balance environmental and economic problems? That is to say, the main task in this area is to identify solutions in which, at constant costs, environmental damage only decreases. Such solutions are called environmental.

Among them, an important transport concept in terms of environmental friendliness is "Vehicle Routing and Planning (VRSP)", i.e. the search for the most optimal routes and means of transportation of goods.

In this concept, the process of optimizing the supply chain can be represented as finding the best option for the functioning of the supply chain from the many possible. In order for the supply chain optimization process to take place, it is necessary to clearly understand what and how to achieve the end result, i.e. a "perfect" model, once created and tested in managing other supply chains (best practice methodology), or designed in "laboratory" conditions, to which the parameters must be sought. An "ideal" supply chain model assumes the existence of a single information system that manages orders based on the fact that:

• the time of the order fulfillment cycle should be minimal in terms of deviations from the terms stated by the customer (ideally zero);

• the amount of inventory in the supply chain should be minimal (ideally zero);

• the impact of the human factor must be minimal;

• the use of environmentally-friendly transportation technologies should be maximized.

Depending on the desired results, each optimization has its own separate goals. In the supply chain of the Epicenter hypermarket chain we have studied, the transport process has been optimized in such a way that symbiosis of efficient, economic and environmental transportation of products has occurred.

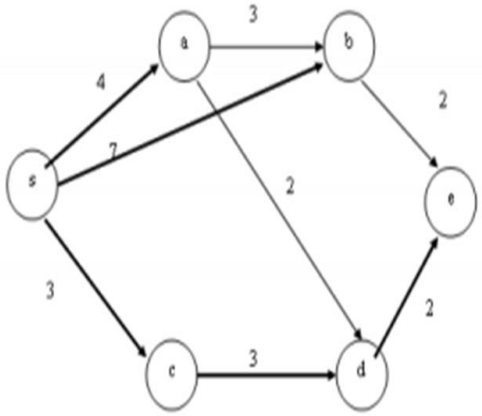


Fig. 1. Optimized schedule of deliveries of goods to Epicenter stores in Kyiv.

Technological operations during the execution of It should be noted that such a supply option is possible and entitled to life. It significantly reduced the time and distance of supply, with all customers satisfied. However, this decision is not the only one. The shortest path is only possible if there is no ambiguity in the choice of arcs in the algorithm. In this example, such ambiguity has arisen and accordingly there is an alternative solution:

$$(s,e)= \{(s,a),(a,d),(d,e)\} \quad (1)$$

That is to say, to fully implement the "ideal" model in the practice of the transport company "Epicenter" is quite difficult. This is because it fails to accurately reproduce all the conditions in which the "ideal" model of another supply chain operates, and, moreover, it is impossible to embody a specially created "ideal" model, since it cannot take into account all real, and constantly changing, parameters of external and internal business environment.

Therefore, in order to get as close as possible to the parameters of the desired "ideal" supply chain model, it is necessary to be able to respond quickly and effectively to increasingly complex consumer requests, but without losing the idea of achieving the goals of balancing cost-effectiveness and environmental friendliness.

However, the Vehicle Routing and Planning (VRSP) problem is only about identifying routes and schedules for a fleet of vehicles to meet the demands of many customers. Reducing the overall distance of transportation itself will undoubtedly provide environmental benefits by reducing the consumption of fuel and pollutants.

However, the relationship between routing and vehicle emissions is not so straightforward. For example, the time spent in traffic jams by a vehicle with a cold engine can have a significant impact on environmental pollution.

Another solution to the problem of improving the environmental performance of transportation is to consolidate, especially when transporting goods in small lots ("Less-Than-Truckload" (LTL). In this case, when it goes about long-distance transportation, smaller lots are combined with larger ones to achieve both economic and environmental efficiency.

The inclusion of intermediate transshipment points in this system, which will move goods from large trucks to environmentally friendly urban trucks, will further improve the quality of environmental management in transportation. In addition, consolidation efficiency can also be achieved by combining transportation from different suppliers to neighboring stores, i.e. the use of car-sharing systems, such as modifying business thinking and facilitating the economic benefits of creating an integrated "green" supply chain.

Combining certain approaches, the task of building a transportation model is to optimize the routing of a fixed-capacity vehicle fleet to deliver consolidated cargo over a period of time. Optimization is determined by finding a solution that minimizes the number of cars used and the total travel time.

Travel time is calculated knowing the time of departure and an accurate estimate of the average speed of the car when driving on a certain route (arc). Thus, minimizing the total travel time, the resulting solutions will direct vehicles to roads on which they can move quickly instead of standing in traffic jams.

For the supply chain of the Epicenter hypermarket chain, the transport pattern for a certain model may take the following form (Figure 2).



Fig. 2. EpicenterHypermarket Supply Chain.

However, when it comes to time constraints such as delivery time scales for customers, optimal solutions known for the classic case become unworkable and the degree of impracticability increases with the variability of traffic conditions. So, the added benefit of this approach is that it allows you to more reliably perform time-window constraints. For a time-dependent model, travel time may also depend on other factors, such as day of the week or time of the year.

Conclusions

1. With the modern requirements in the integrated green supply chain, the reduction of the harmful impact of production and logistics activities on nature should be considered at all stages of the technological cycle of product development and its promotion through the supply chain.

2. From the point of view of transport logistics directly, the key technologies for reducing the anthropogenic impact of transport on the environment are the optimization of transport processes and networks, namely:

– the reduction of distance during transportation at all stages of the supply chain;

– the increase in the use of local resources (reducing fuel costs and harmful emissions);

– the use of modern environmentally friendly energy-efficient vehicles.

3. This optimization should bring the company a triple benefit: reducing environmental load, improving image and reducing costs across the supply chain.

4. To ensure the efficient functioning of the Epicenter hypermarket network, the logistics system must be represented by the ratio of not one, but the complex of the results of such a system to the costs of its operation, and therefore methods that require multicriteria evaluation of the efficiency of the logistics system by the criteria of "cost", " consumer satisfaction/quality", "time", "assets","technology".

References

1. *Margita N. O., Belonizhka U. Z.* (2014). Current tendencies of implementation of green logistics. Marketing and innovation management. 1. 279-286.

2. *Mnykh O. B., Grechin B. D.* (2016). Strategic role of ecology in enterprise development in conditions of deepening ecological crisis in Ukraine. Economic analysis. 2. 108-118.

3. *Elyashevich I. P., Elyashevich E. R.* (2011). Prospects for the development of environmental logistics in Russia. Logistics and Supply Chain Management.

4. *Bektas T., Laporte G.* (2011). The pollution-routing problem. Transportation Research B: Methodological. 45(8). 1232-1250.

5. *Chaabane A., Ramudhin A., Paquet M.* (2012). Design of sustainable supply chains under the emission trading scheme. International Journal of Production Economics. 135(1). 37-49.

6. *Christof Dr., Ehrhart E.* (2012). Delivering Tomorrow: Towards Sustainable Logistics. Bonn, Germany: Deutsche Post AG. Retrieved from http://www.delivering-tomorrow.com.

7. *Dekker R., Bloemhof J., Mallidis I.* (2012). Operations Research for green logistics – An overview of aspects, issues, contributions and challenges. European Journal of Operational Research. 219. 671-679.

8. Denmark to ban petrol and diesel car sales by 2030. URL: https://www.euractiv.com/section/electric-cars/news/denmark-to-ban-petrol-and-diesel-car-sales-by-2030.

9. *Fernier J., Sparks L., McKinnon A. C.* (2010). Retail Logistics in the UK: Past, Present and Future. International Journal of Retail Logistics & Distribution Management. 38. 11/12. 894-914.

10. *Gleissner H., Femerling J. C.* (2013). Logistics: Basics–Exercises–Case Studies. Cham, Hei- delberg. New York, Dordrecht, London: Springer. 210.

11. Green Logistics URL: http://www.greenlogistics. org.

12. *Kinnon A., Cullinane S., Whiteing A., Browne M.* (2010). Green logistics: Improving the environmental sustainability of logistics. India: Replika Press Pvt Ltd. 426.

13. *Murphy P. R., Braunschweig R. F., Charles D.* (1996). Green logistics: Comparative views of environmental progressives, moderates, and conservatives. Journal of Business Logistics. URL: http:// findarticles.com/p/articles/mi_qa3705/is_199601/ ai_n874 8499.

14. *Palanivelu P., Dhawan M.* (2010). Green Logis tics. TCS. URL: http://www.tcs.com/Site Collection Do cuments/White%20Papers/CPG_WhitePaper_ Green_ Lo gis tics_08_2010.pdf.

15. *Piecyk M., McKinnon A.* (2010). Forecasting the carbon footprint of road freight transport in 2020. International Journal of Production Economics. 128. 31-42.

16. *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.

17. *Zhuravskaya M.* (2016). Green Logistics as the basis for Improving Environmental Efficiency of Transport. EcoProduction. Efficiency in Sustainable supply chain : Springer Verlag, Berlin Heidelberg. 25.

18. *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.

Список літератури

1. *Margita N. O., Belonizhka U. Z.* Current tendencies of implementation of green logistics. Marketing and innovation management. 2014. Vol. 1. P. 279-286.

2. *Mnykh O. B., Grechin B. D.* Strategic role of ecology in enterprise development in conditions of deepening ecological crisis in Ukraine. Economic analysis. 2016. Vol. 2. P. 108-118.

3. *Elyashevich I. P., Elyashevich E. R.* Prospects for the development of environmental logistics in Russia. Logistics and Supply Chain Management. 2011. 126 p.

4. *Bektas T., Laporte G.* The pollution-routing problem. Transportation Research B: Methodological. 2011. Vol. 45(8). P. 1232-1250.

5. *Chaabane A., Ramudhin A., Paquet M.* Design of sustainable supply chains under the emission trading scheme. International Journal of Production Economics. 2012. Vol. 135(1). P. 37-49.

6. *Christof Dr., Ehrhart E.* Delivering Tomorrow: Towards Sustainable Logistics. Bonn, Germany: Deutsche Post AG. 2012. Retrieved from http://www.delivering-tomorrow.com.

7. *Dekker R., Bloemhof J., Mallidis I.* Operations Research for green logistics – An overview of aspects, issues, contributions and challenges. European Journal of Operational Research. 2012. Vol. 219. P. 671-679.

8. Denmark to ban petrol and diesel car sales by 2030. URL: https://www.euractiv.com/section/electric-cars/news/denmark-to-ban-petrol-and-diesel-car-sales-by-2030.

9. *Fernier J., Sparks L., McKinnon A. C.* Retail Logistics in the UK: Past, Present and Future. International Journal of Retail Logistics & Distribution Management. 2010. Vol. 38. Issue 11/12. P. 894-914.

10. *Gleissner H., Femerling J. C.* Logistics: Basics–Exercises–Case Studies. Cham, Hei- delberg. New York, Dordrecht, London: Springer, 2013. 210 p.

11. Green Logistics URL: http://www.greenlogistics. org.

12. *Kinnon A., Cullinane S., Whiteing A., Browne M.* Green logistics: Improving the environmental sustainability of logistics. India: Replika Press Pvt Ltd. 2010. 426 p.

13. *Murphy P. R., Braunschweig R. F., Charles D.* Green logistics: Comparative views of environmental progressives, moderates, and conservatives. Journal of Business Logistics. 1996. URL: http:// findarticles. com/p/articles/mi_qa3705/is_199601/ ai_n874 8499.

14. *Palanivelu P., Dhawan M.* Green Logis tics. TCS. 2010. URL: http://www.tcs.com/Site Collection Do cuments/White%20Papers/CPG_WhitePaper_ Green_ Lo gis tics_08_2010.pdf.

15. *Piecyk M., McKinnon A.* Forecasting the carbon footprint of road freight transport in 2020. International Journal of Production Economics. 2010. Vol. 128. P. 31-42.

16. *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.

17. *Zhuravskaya M.* Green Logistics as the basis for Improving Environmental Efficiency of Transport. EcoProduction. Efficiency in Sustainable supply chain : Springer Verlag, Berlin Heidelberg. 2016. 25 p.

18. *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.

ОПТИМІЗАЦІЯ ТРАНСПОРТНИХ ПРОЦЕСІВ В ЛАНЦЮГАХ ПОСТАЧАНЬ МЕРЕЖІ ГІПЕРМАРКЕТІВ «ЕПІЦЕНТР»

О. М. Загурський, Т. С. Жураковська

Анотація. Негативні зміни в стані навколишнього середовища, що призводять до тиску з боку громадськості та екологічне законодавство вимагають фундаментальних зміни у виробничій практиці бізнесу. Обстеження стану навколишнього середовища в 22 країнах світу показало, що: у половині обстежених країн довкілля вважається однією з трьох найбільш серйозних проблем, що турбують суспільство.

В статті розглянуто проблему підвищення рівня екологічності тарнспортних перевезень в ланцюгах постачань. За сучасних вимог у інтегрованому «зеленому» ланцюзі постачань зменшення шкідливого впливу виробничо-логістичної діяльності на природу має розглядатися на усіх етапах технологічного циклу вироблення продукту та його просування по ланках постачання.

Визначено, що ключовими технологіями для зниження антропогенного впливу на навколишнє середовище є оптимізація транспортних процесів через зниження відстані при перевезенні вантажів на всіх стадіях ланцюга постачань; збільшення використання локальних ресурсів (скорочення витрат на паливо і шкідливі викиди в атмосферу); застосування сучасних екологічних енергозберігаючих транспортних засобів.

Обгрунтувано основні принципи і підходи моделі перевезень консолідованих вантажів, що збалансує екологічні й економічні проблеми та проведено їх апробацію в ланцюзі постачань мережі гіпермаркетів «Епіцентр».

Ключові слова: економічність, екологічність, ланцюг постачань, маршрутизація, оптимізація, шкідливі викіди.

ОПТИМИЗАЦИЯ ТРАНСПОРТНЫХ ПРОЦЕССОВ В ЦЕПЯХ ПОСТАВОК СЕТИ ГИПЕРМАРКЕТОВ «ЭПИЦЕНТР»

О. Н. Загурский, Т. С. Жураковская

Аннотация. Негативные изменения в состоянии окружающей среды, приводящие к давлению со стороны общественности и экологическое законодательство требуют фундаментальных изменения в производственной практике бизнеса. Обследование состояния окружающей среды в 22 странах мира показало, что: в половине обследованных стран состояние окружающей среды относится одной из трех самых серьезных проблем, которые волнуют общество.

В статье рассмотрена проблема повышения уровня экологичности тарнспортних перевозок в цепях поставок. При современных требованиях к интегрированной «зеленой» цепи поставок уменьшение вредного влияния производственно-логистической деятельности на природу должно рассматриваться на всех этапах технологического цикла производства продукта и его продвижение по звеньям поставки.

Определено, что ключевыми технологиями для снижения антропогенного воздействия на окружающую среду является оптимизация транспортных процессов через снижение расстояния при перевозке грузов на всех стадиях цепи поставок; увеличение использования локальных ресурсов (сокращение расходов на топливо и вредные выбросы в атмосферу); применения современных экологических энергосберегающих транспортных средств.

Обосновано основные принципы и подходы модели перевозок консолидированных грузов, которые балансируют экологические и экономические проблемы. Проведено их апробацию в цепи поставок сети гипермаркетов «Эпицентр».

Ключевые слова: экономичность, экологичность, цепь поставок, маршрутизация, оптимизация, вредные выброса.

О. М. Загурський ORCID 0000-0002-5407-8466.
Т. С. Жураковська ORCID 0000-0001-8795-7267.

Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020, Vol. 11, No 3, 61-66
ISSN 2663-1334 (print), ISSN 2663-1342 (online), www.journals.nubip.edu.ua/index.php/Tekhnica

http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.03.061

УДК 631.331

МОДЕЛЮВАННЯ ҐРУНТООБРОБНО-ПОСІВНИХ АГРЕГАТІВ

Т. В. Гайдай

Державна наукова установа «Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого», Україна.

Стаття зі спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторки: tanusha-h@ukr.net.

Історія статті: отримано – квітень 2020, акцептовано – серпень 2020.
Бібл. 17, рис. 2, табл. 1.

Анотація. Дослідження спрямовані на підвищення ефективності техніко-технологічного процесу висіву сидеральних дрібнонасінних культур поєднанням технологічних операцій ґрунтообробно-посівним агрегатом та вдосконаленням конструкційних параметрів розсіювача. Запропоновано схему ґрунтообробно-посівного агрегата з розсіювачем та керівним засобом і визначено концепцію функціонування технологічного процесу ґрунтообробно-посівного агрегата.

Для дослідження технологічного процесу сівби дрібнонасінних культур, який реалізується ґрунтообробно-посівним агрегатом (ГПА), важливо побудувати математичну модель динаміки процесу для подальшої оптимізації як самого процесу, так і параметрів висівного апарата.

Моделювання включає розроблення моделі динаміки руху ГПА полем, враховуючи відповідні сили тяги й опору, моменти повороту і моменти опору повороту трактора, а також розрахунки параметрів виходу посівного матеріалу з насіннєвого бункера, оцінки динаміки його руху насіннєпроводом до точки контакту з розсіювачем і формули розсіювання насіння на ґрунті після виходу з насіннєпроводу.

Отриманими моделями можна визначити технічні параметри різних робочих пристосувань, які входять в ГПА, з точки зору їхньої узгодженості функціонування для якісного виконання завдання.

Основна увага сконцентрована на визначенні конструкційних параметрів елементів ГПА на базі побудови та досліджень відповідних математичних моделей та розрахункових виразів.

У цьому напрямку за миттєвої швидкості ГПА ($V_{аг}$) проводилось дослідження з визначення оптимальних компонентів: геометричних конструкційних параметрів та кутової швидкості котушки ($\omega_к$), початкової швидкості насіння в насіннєпроводі, заданої повітронагнітачем ($V_{пн}$), кута нахилу пластини розсіювача (β) та висоти його установки над поверхнею ґрунту ($H_Д$).

Удосконаленою математичною моделлю можна моделювати ґрунтообробно-посівні агрегати з різною робочою шириною.

Ключові слова: розсіювачі, ґрунтообробно-посівний агрегат, концепція, математична модель, блок якості, блок технологічності, мінімізація функціоналів, рівномірність розсіювання.

Постановка проблеми

В умовах зниження використання органічних добрив актуальним є забезпечення ґрунту поживними речовинами на основі альтернативних та доступних джерел. Найпростіший, найбільш економічний, екологічно чистий, «природний» спосіб – це використання сидеральних культур, тобто рослин, які швидко формують зелену масу і вирощуються спеціально для відновлення ґрунту.

На цей час в Україні налічується близько 46 тис. малих та середніх господарств з розмірами угідь до 2000 га, і для яких актуальним є застосування зелених добрив. До 50 % таких господарств застосовують зелені добрива, і 20 % великих господарств з розмірами угідь понад 2000 га використовують зелені добрива. У Європі під ярі культури засівається сидератами майже 100 % угідь.

Базовими сидеральними культурами в умовах Лісостепу є гірчиця, ріпак, фацелія, які відносяться до дрібнонасінних культур, а допоміжними – горох, люпин, гречка та ін.

Найбільш поширеними схемами сівби сидеральних культур є:

- традиційна (дискування + сівба звичайними сівалками+коткування);
- суміщена (дискування, сівба та коткування відбувається комбінованими ґрунтообробно-посівними агрегатами).

Виробництва таких ґрунтообробно-посівних агрегатів в Україні немає, вони імпортні і дорогі.

Аналіз останніх досліджень

Аналітичними дослідженнями проаналізовано конструкційно-компонувальні схеми ґрунтообробно-посівних агрегатів (ГПА), внаслідок чого запропоновано схему ГПА (рис. 1), яка дає змогу використову-

вати поширені на ринку серійні або спеціалізовані ґрунтообробні знаряддя, як ґрунтообробні модулі з відповідними для загортання дрібнонасінних культур агротехнічними показниками, які дооснащуються висівними модулями з розсіювачами та засобом керування процесом висіву.

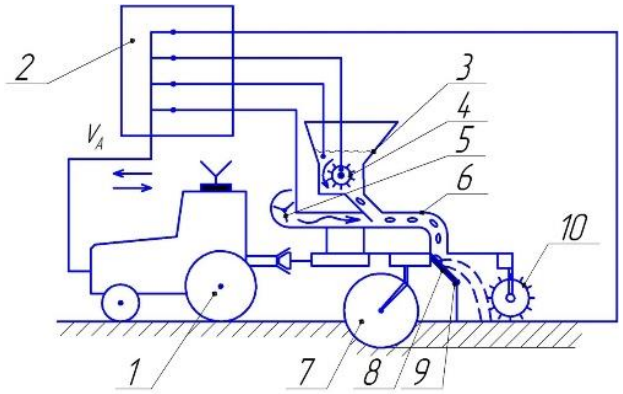


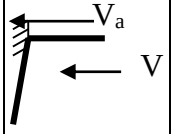
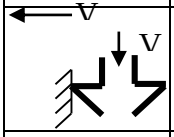
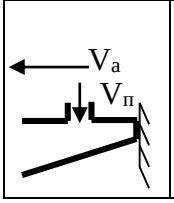
Рис. 1. Узагальнена схема ґрунтообробно-посівного агрегата для сівби сидеральних культур: 1 – ходова система, 2 – контрольований бортовий інформаційний комп'ютер, 3 – висівний модуль, 4 – висівна котушка, 5 – повітронагнітач, 6 – насіннєпровід, 7 – ґрунтообробні секції сферичних дисків, 8, 9 – тарілчастий розсіювач, 10 – коток.

Fig. 1. Generalized scheme of soil-tilling and planting unit for sowing green manure crops: 1 − undercarriage, 2 − controlled on-board computer, 3 − sowing module, 4 – seed roller, 5 – compressor fan, 6 − seed line, 7 − soil-tilling sections of concave disks, 8, 9 − dished scatterer, 10 – roller.

Також проаналізовано конструкції розсіювачів (табл. 1) різних модифікацій, які за аналізом експертних висновків не в повній мірі забезпечують рівномірність висіву. Тому запропоновано схему тарілчастого розсіювача та оптимізацію його параметрів.

Таблиця 1. Схеми модифікацій розсіювачів та їхні характеристики

Table 1. Schemes of modifications of scatterers and their characteristics

Схема розсіювача	Недоліки
	Велика кількість розсіювачів і рукавів. Збільшена потужність привода котушки через звужену епюру розкидання. Пошкодження насіння через наближене до прямого кута розміщення пластини
	Наявність незасіяних міжрядь на краях розворотних смуг та інертність зупинки потоку повітронасіннєвої суміші на розворотах
	Висока нерівномірність розкидання насіння по поверхні ґрунту через винос флуктуацій повітронасіннєвої суміші, спричинених відбиванням від двох площин розсіювача і з'єднувальної їх площини

Важливо забезпечити рівномірність розподілу насіння на поверхні ґрунту ґрунтообробно-посівним агрегатом, оптимізуючи процеси руху агрегата та норми висіву і конструкційні параметри розсіювачів, застосовуючи інформаційно-керівний засіб.

Мета досліджень

Мета цієї роботи полягає у підвищенні ефективності техніко-технологічного процесу сівби сидеральних культур поєднанням технологічних операцій ґрунтообробно-посівним агрегатом та вдосконаленням конструкційних параметрів тарілчастого розсіювача.

Результати досліджень

Для моделювання ГПА запропонована концепція, яка визначає послідовність технологічних процесів (перетворень) та автоматизоване управління режимами роботи складових модулів у реальному часі, відображає покроковий технологічний процес висіву за критеріями системного узгодження вимог агротехнології, а також розроблена системо-аналогова модель функціонування ланцюгових технологічних перетворень як функціональних блоків: технологічності та якості висіву.

Блок технологічності (F_1) забезпечує стабільність технології – досягнення встановленої норми висіву насіння $N_з$ залежно від швидкості руху агрегата V_{ar} у визначених координатах (x,y).

Блок якості висіву насіння пов'язує роботу пневматичного насіннєпроводу та конструкційні параметри тарілчастого розсіювача (кут розкриття розсіювача, висота його установки та швидкість повітронасіннєвої суміші).

Дослідження параметрів функціональних блоків представлено математичними моделями. Динаміку руху ГПА та параметри висівного апарата котушкового типу в складі трактора (з колісною формулою 4К2) і посівного агрегата адаптовано до умов криволінійного руху (за аналогією досліджень А. М. Євмельянова). Для визначення руху агрегата на площині *x0y* використовували систему рівнянь Лагранжа другого роду з урахуванням усіх сил і моментів сил криволінійного руху.

Рішення цієї системи дає змогу розрахувати напрям сили тяги ГПА до основної осі руху *β*, миттєву швидкість V_{a2} його центра мас у координатах *x, y:*

$$m \cdot \left(\ddot{x} + l_1 \cdot \left(cos\beta \cdot \dot{\beta}^2 + sin\beta \cdot \ddot{\beta}\right)\right) = \sum_{i=1}^{2} \left(P_{ki} - P_{fi}\right) \cdot \cos(\beta + \alpha) + \sum_{i=3}^{4} \left(P_{ki} - P_{fi}\right) \cdot \cos\beta - P_{kp} \cdot \cos(\beta - \gamma); \quad (1)$$

$$m \cdot \left(\ddot{y} + l_1 \cdot (sin\beta \cdot \dot{\beta}^2 - cos\beta \cdot \ddot{\beta})\right) = \sum_{i=1}^{2}\left(P_{ki} - P_{fi}\right) \cdot \sin(\beta + \alpha) + \sum_{i=3}^{4}\left(P_{ki} - P_{fi}\right) \cdot \sin\beta + P_{kp} \cdot \sin(\beta - \gamma);$$

$$m \cdot l_1 \cdot \left(\ddot{x} \cdot sin\beta - \ddot{y} \cdot cos\beta + l_1 \cdot \ddot{\beta}\right) = \sum_{i=1}^{2}\left(P_{ki} - P_{fi}\right) \cdot l_1 \cdot \sin\alpha + \sum_{i=3}^{4}\left(P_{ki} - P_{fi}\right) \cdot \frac{B}{2} - P_{kp} \cdot \left(l_{kp} + l_2\right) \cdot \sin\gamma - M_{сп},$$

де P_{k3}, і P_{k4} - дотичні сили тягових коліс, P_f R_f - сила опору коченню коліс, $P_{кр}$ – сила на гаку трактора, $M_{сп}$ - момент сили опору повороту навколо точки О - центра осі тягових коліс, l_2 – відстань від задньої осі до зведеного центра мас МТА трактора, м; γ – кут між напрямком дії крюкової сили $P_{кр}$ та осьовою лінією трактора, град; β – кут між горизонталлю і лінією сили тяги, град, $l_{кр}$ – відстань від задньої осі до зчіпного пристрою (гака), м; x, y - координати місця розташування центра мас ГПА на місцевості.

Друга частина блоку технологічності - забезпечення норми видачі насіння що є функцією характеристик посівного матеріалу, параметрів та режимів роботи котушки та включають кутову швидкість висівної котушки ω_{ri} на кожній і-ій ділянці, характеризуються виразом (2) (за параметрами дослідженими в роботах Л. В. Погорілого, П. В. Сисоліна, Л. В. Аніскевича):

$$\omega_{r_i} = H_{з_i}/(q_0 \cdot T_i), \quad (2)$$

де $H_{зі}$ - поточні витрати посівного матеріалу за визначеною нормою висіву, необхідна для *i*–ї ділянки, г; q_0 - кількість насіння, яку виштовхує котушка з насіннєвого бункера за 1 оберт, г/об; T_i - час для технологічної обробки ділянки поля площею ΔS_i, *с*.

У запропонованій схемі розсівання посівного матеріалу забезпечується пневмопроводами. У пневмопроводі на насінину діє низка сил, які в поєднанні з конструкційними параметрами пневмопровода забезпечують її кінетичну енергію, а їх сукупність, стикаючись між собою, формує потік, базовою характеристикою якого є функція щільності розподілу. У загальному випадку вважаємо розподіл насіння в поперечному перерізі на виході відповідає нормальному (Гаусовому) закону розподілу та описується виразом (за аналогією з дослідженнями Малофєєва В. Ю):

$$f(x,y) = \frac{1}{\pi R^2} \cdot e^{-\frac{3 \cdot x \cdot tg\varphi}{\alpha \cdot z_o}}, \quad (3)$$

де R – радіус трубки насіннєпроводу, м; α- коефіцієнт, який враховує втрати енергії під час зіткнень; z_0 – висота падіння насінин на тарілчастий розсіювач з моменту входу в насіннєпровід, м; φ – кут нахилу трубки насіннєпровода, град.

Дослідження сконцентровані на розсіювачі, для цього було вибрано раціональну конструкцію розсіювача тарілчастого типу (рис 2). Базовими чинниками розсіювача обрано: незмінні параметри - діаметр розсіювача (d) та кут установки розсіювача (φ); змінні - швидкість повітронасіннєвої суміші ($V_{пн}$), кут розкриття розсіювача (β) і висота його установки на агрегаті ($H_Д$).

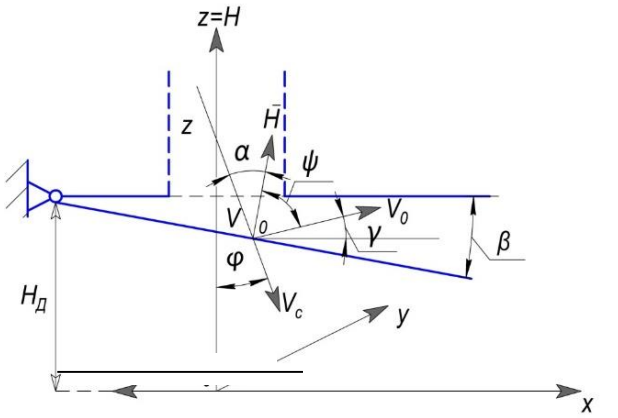


Рис. 2. Розрахункова схема зміни руху насіння в тарілчастому розсіювачі.

Fig. 2. Analytic model of seeds travel changes in a plate scattered.

Ділянка розсіювання під час руху ґрунтообробно-посівного агрегата характеризується відстанню відскоку насіння $x_{пад}$ після падіння на нижню пластину розсіювача (дальністю польоту):

$$x_{пад} = \frac{V_0 \cdot cos\gamma \cdot \left(V_0 \cdot sin\gamma + \sqrt{V_0^2 \cdot sin^2\gamma + 2 \cdot g \cdot \mathbf{H}_Д}\right)}{g}, \quad (4)$$

де швидкість насіння, яку воно набуло після удару об нижню пластину розсіювачаV_0, м/с; кут γ між вектором початкової швидкості $\overline{V}_0$ *i* віссю *Ox*, град; висота установки розсіювача над поверхнею ґрунту $H_Д$, м.

Аналітичні вирази дозволяють визначити дальність насіння під різними кутами відбиття від нижньої пластини розсіювача, зона розсіювання та площу засіву.

Площі засіву служать представленням щільності розподілу, яку приймаємо близькою до щільності нормального розподілу за законом Гаусса і в цьому випадку отримали вираз:

$$f_n(x,y) = f_{nx}(x) \cdot f_{ny}(y) = \frac{1}{\sigma_x\sqrt{2\pi}} exp\left(-\frac{(x-m_x)^2}{2\sigma_x^2}\right) \cdot \frac{1}{\sigma_y\sqrt{2\pi}} exp\left(-\frac{(y-m_y)^2}{2\sigma_y^2}\right) = \frac{1}{2\pi\sigma_x\sigma_y} exp\left(-\left(\frac{(x-m_x)^2}{2\sigma_x^2} + \frac{(y-m_y)^2}{2\sigma_y^2}\right)\right), \quad (5)$$

де m_x, m_y – математичне очікування та $\sigma_x\sigma_y$ – середні квадратичні відхилення нормально розподілених випадкових величин в координатах x,y.

Також можемо розрахувати кількість насіння (K_{ni}), яке потрапило на елементарну ділянку S_{ri} в координатах x,y за нормального розподілу:

$$K_{\text{ni}} = K \cdot \frac{1}{2\pi\sigma_x\sigma_y} \iint_{S_{ri}} exp\left(-\left(\frac{(x-\hat{m}_x)^2}{2\sigma_x^2} + \frac{(y-\hat{m}_y)^2}{2\sigma_y^2}\right)\right) dxdy, \quad (6)$$

де *K* – кількість насіння за встановленою нормою висіву, шт/м^2.

Взаємодія функціональних блоків технологічності F_1 та якості висіву F_2 досягається реалізацією процедури мінімізації.

Мінімізація блоку технологічності F_1 ($V_{аг}$, $N_з$)- суми квадратів відхилення реально витраченого посівного матеріалу за час від початку процесу до поточного часу T за всіма $i=1,2,3\ldots$ елементарними часовими кроками від необхідних витрат посівного матеріалу $\Delta H_{з_i}$, розрахованих виходячи із заданої норми висіву $N_з$:

$$F_1 = \sum_i B^2 \cdot V_{аг_i}^2 \cdot \Delta T_i{}^2 \cdot [N_{r_i} - N_з]^2 = \sum_i \Delta S_i{}^2 \cdot [N_{r_i} - N_з]^2 \quad (7)$$

де N_r - кількість насіннєвого матеріалу, максимально наближена до заданої норми, шт/м^2; $N_з$ - задана норма, шт./м^2; S_{ri} – площа і-ої ділянки, м^2.

Мінімізація блоку якості F_2 ($V_{пн}$, $H_Д$, β) - сума квадратів різниці між кількістю насіння, яке потрапило на ділянки S_{ri}, для нормальної і рівномірної щільності розподілу на всіх M_i ділянках:

$$F_2 = \sum_{i=1}^{\mathbf{M}} [K_{\text{ri}} - K_{\text{ni}}]^{\mathbf{2}} = K^2 \cdot \sum_{i=1}^{M} \iint_{S_{ri}} \left[\frac{\frac{1}{S_r} - }{-\frac{1}{2\pi\sigma_x\sigma_y} exp\left(-\left(\frac{(x-\hat{m}_x)^2}{2\sigma_x^2} + \right) \right)} \right]^2 dxdy \quad (8)$$

$$+ \frac{(y-\hat{m}_y)^2}{2\sigma_y^2}$$

Використовували підхід оптимізації параметрів складної системи за допомогою функціоналів, критерієм яких у цьому випадку є забезпечення норми, наближеної до заданої та рівномірності, наближеної до рівномірного розподілу.

Мінімізуючи функціонали ми знаходимо оптимальні параметри.

Висновки

1. Концепція та системо-аналогова модель передбачають синтез двох блоків через систему інформаційно-керівного засобу (ІКЗ), тобто класичний підхід до визначення взаємозв'язків окремими підсистемами об'єкта, тобто поєднання роботи двох функціональних блоків: технологічності, забезпечення установленої норми висіву у разі зміни швидкості агрегата та блоку якості висіву, що визначається параметрами повітряного насіннєпроводу і тарілчастого розсіювача.

2. Аналітичні дослідження функціонального блоку технологічності визначають параметри (модель) динаміки криволінійного руху ГПА. Отримано математичні моделі технологічного процесу відповідно до розробленого алгоритму синтезу показників функціональних блоків і схеми керування; визначаються різницею показників двох блоків, оптимізуючи залежність норми висіву від руху ГПА, роботи котушкового апарата і рівномірності розсіювання, що є похідною від параметрів і режимів роботи насіннєпровода і тарілчастого розсіювача.

3. Удосконалена математична модель руху ГПА на полі, модель динаміки висівного апарата котушкового типу та виконано оцінювання динаміки руху насіння насіннєпроводом та аналітичні вирази для розрахунку смуги розсіювання насіннєвого матеріалу.

Список літератури

1. *Гайденко О., Кернасюк Ю.* Оцінка дискових агрегатів. The Ukrainian Farmer. 2013. №10, (47) жовтень. С. 94-95.

2. *Гриненко О., Маринін С.* Доцільність використання ґрунтообробних агрегатів з гнучким кріпленням робочих органів. Техніка і технології АПК. 2011. №2, (17). С. 32-33.

3. *Шевченко І. А.* Керування агрофізичним станом ґрунтового середовища. Київ. Видавничий дім «Вініченко», 2016. 320 с.

4. *Гапоненко О. І.* Обґрунтування параметрів пружних стояків дискових ґрунтообробних агрегатів: автореф. дис. … канд. техн. наук: 05.05.11. Нац. університету біоресурсів і природокористування України. Київ, 2017. 23 с.

5. *Кушнарев А., Шевченко И., Дюжаев В., Кушнарев С.* Механика взаимодействия рабочих органов на упругой подвеске с почвой. Техника АПК. 2008. №8. С. 22-25.

6. *Кушнарьов С. А.* Обґрунтування енергозберігаючого технологічного процесу обробітку ґрунту та параметрів пружинних робочих органів для умов південної степової зони України: дис. … канд. техн. наук.: 05.20.01. Ін-т механізації та електрифікації сіл. госп-ва УААН. Глеваха, 1999. 189 с.

7. *Донченко М. А.* Влияние автоколебаний и релаксационных колебаний на эффективность применения упругих стоек при культивации почвы: автореф. дис. … канд. техн. наук: спец. 05.20.01. Северо-Западный научно- исследовательский институт механизации и электрификации сельского хозяйства. Санкт-Петербург-Павловск, 2004. 18 с.

8. *Шевченко И. А.* Экспериментально-теоретическое обоснование параметров рабочих органов с упругими стойками культиваторов для предпосевной обработки почвы: автореф. дис. … канд. техн. наук: 05.20.01. Москва, 1988. 19 с.

9. *Лабатюк Ю. М., Алієв Е. Б.* Математичне моделювання процесу взаємодії робочого органу глибокорозпушувача з ґрунтом. Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. 2015. Вип. 5. Т. 2. С. 133-140.

10. *Безухов Н. И.* Теория упругости и пластичности. Москва. ГИТТЛ, 1953. 420 с.

11. *Демидов С. П.* Теория упругости. Москва. Высшая школа, 1979. 431 с.

12. *Тимошенко С. П., Гудьер Дж.* Теория упругости. Москва. Наука, 1973. 576 с.

13. *Шемякин Е. И.* Динамические задачи теории упругости и пластичности. Новосибирск: НГУ. 1968. 338 с.

14. *Биргер И. А., Мавлютов Р. Р.* Сопротивление материалов. Москва. Наука. 1986. 560 с.

15. *Тимошенко С. П.* Курс теории упругости. Киев: Наукова думка, 1972. 508 с.

16. *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.

17. *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.

References

1. *Haidenko O., Kernasiuk Yu.* (2013). Evaluation of disk aggregates. The Ukrainian Farmer. 10(47). 94-95.

2. *Hrynenko O., Marynin S.* (2011). Expediency of use of tillage units with flexible fastening of working tools. Tekhnika i tekhnolohii APK. 2(17). 32-33.

3. *Shevchenko I. A.* (2016). Management of agrophysical condition of the soil environment. Kyiv. Vydavnychyi dim «Vinichenko». 320.

4. *Haponenko O. I.* (2017). Substantiation of parameters of elastic risers of disk tillage tools: avtoref. dys. … kand. tekhn. nauk: 05.05.11. Nat. universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannia Ukrainy. Kyiv, 23.

5. *Kushnarev A., Shevchenko Y., Diuzhaev V., Kushnarev S.* (2008). Mechanics of interaction of working tools on elastic suspension with soil. Tekhnyka APK. 8. 22-25.

6. *Kushnarov S. A.* (1999). Substantiation of energy-saving technological process of tillage and parameters of spring working tools for the conditions of the southern steppe zone of Ukraine: dys. … kand. tekhn. nauk.: 05.20.01. In-t mekhanizatsii ta elektryfikatsii sil. hosp-va UAAN. Hlevakha, 189.

7. *Donchenko M. A.* (2004). Influence of self-oscillations and relaxation oscillations on efficiency of application of elastic racks at soil cultivation: avtoref. dys. … kand. tekhn. nauk: spets. 05.20.01. Severo-Zapadnыi nauchno- yssledovatelskyi ynstytut mekhanyzatsyy y эlektryfykatsyy selskoho khoziaistva. Sankt-Peterburh-Pavlovsk, 18.

8. *Shevchenko Y. A.* (1988). Experimental and theoretical substantiation of the parameters of working tools with elastic tines of cultivators for presowing soil cultivation: avtoref. dys. … kand. tekhn. nauk: 05.20.01. Moscow, 19.

9. *Labatyuk Yu. M., Aliyev E. B.* (2015). Mathematical modeling of the process of interaction of the working tools of the deep cultivator with the soil. Naukovij visnik Tavrijskogo derzhavnogo agrotekhnologichnogo universitetu. 5(2). 133-140.

10. *Bezukhov N. Y.* (1953). The theory of elasticity and plasticity. Moscow. HYTTL, 420.

11. *Demydov S. P.* (1979). Elasticity theory: uchebnyk. Moscow. Vysshaia shkola, 431.

12. *Tymoshenko S. P., Huder D.* (1973). Elasticity theory. Moscow. Nauka, 576.

13. *Shemiakyn E. Y.* (1968). Dynamic problems of the theory of elasticity and plasticity. Novosybyrsk: NHU, 338.

14. *Byrher Y. A., Mavliutov R. R.* (1986). Strength of materials: Uchebnoe posobye. Moscow. Nauka, 560.

15. *Tymoshenko S. P.* (1972). Elasticity theory course. Kyiv: Naukova dumka, 508.

16. *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.

17. *Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Rosamaha Yu. O., Blesnyuk O. V., Ohiienko M. M. Ohiienko 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.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕ-ПОСЕВНЫХ АГРЕГАТОВ

Т. В. Гайдай

Аннотация. В данной работе исследования направлены на повышение эффективности технико-технологического процесса высева сидеральных мелкосемянных культур за счет сочетания технологических операций почвообрабатывающе-посевным агрегатом (ППА) и совершенствованием конструктивных параметров рассеивателя.

Предложена схема почвообрабатывающе-посевного агрегата с рассеивателем и управляющим средством, а также определена концепция функционирования технологического процесса почвообрабатывающе-посевного агрегата.

Для исследования технологического процесса посева мелкосемянных культур, который реализуется ППА, важным является построение математической модели динамики процесса для дальнейшей оптимизации как самого процесса, так и параметров высевающего аппарата.

Моделирование включает разработку модели динамики движения ППА полем, учитывая соответствующие силы тяги и сопротивления, моменты поворота и моменты сопротивления поворота трактора, а также расчеты параметров выхода посевного материала с семенного бункера, оценки динамики его движения семяпроводов к точке контакта с рассеивателем и формулы рассеяния семян на почве после выхода из семяпроводов.

Полученные модели позволяют определить технические параметры различных рабочих приспособлений, входящих в ППА, с точки зрения их соответствия деятельности для качественного выполнения задания.

Основное внимание сконцентрировано на определении конструктивных параметров элементов ГПА на базе построения и исследований соответствующих математических моделей и расчетных выражений.

В этом направлении проводилось исследование по определению оптимальных компонентов: геометрических конструкционных параметров и угловой скорости

катушки ($\omega_к$), начальной скорости семян в семяпроводов, заданной воздухонагнетателем ($V_{вн}$), угла наклона пластины рассеивателя (β) и высоты его установки над поверхностью почвы ($Н_Д$).

Усовершенствованная математическая модель позволяет моделировать почвообрабатывающе-посевные агрегаты с разной рабочей шириной.

Ключевые слова: рассеиватели, почвообрабатывающе-посевной агрегат, концепция, математическая модель, блок качества, блок технологичности, минимизация функционалов, равномерность рассеивания.

MODELING OF SOIL TILLING AND PLANTING UNIT

T. V. Gayday

Abstract. This research is aimed at increasing the efficiency of the technical and technological process of small-seeded green manure crops sowing by combining technological operations of a soil-tilling and planting unit (STPU) and improving the design parameters of the scatterer.

A scheme of a soil-tilling and planting unit with a scatterer and a control means is proposed, and a concept of the functioning of the technological process of a soil-tilling and planting unit is determined.

To study the technological process of small-seeded crops sowing, which is implemented by the STPU, it is important to build a mathematical model of the dynamics of the process for further optimization of both the process itself and the parameters of the sowing apparatus.

The simulation includes the development of a model of the dynamics of the STPU travel on the field, taking into account the corresponding traction and resistance forces, the turning moments and the moments of resistance to turning of the tractor, as well as the calculation of the parameters of the seed output from the seed hopper, the dynamics of its travel in the seed tubes to the point of contact with the scatterer and the seed scattering formula on the soil after exiting the seed tubes.

The obtained models allow us to determine the technical parameters of various working devices included in the STPU, from the point of view of their compliance with the activities for the quality of the task.

The main attention is focused on determining the design parameters of STPU elements based on the construction and research of relevant mathematical models and calculation expressions.

In this direction, a study was carried out to determine the optimal components: geometric design parameters and the angular velocity of the seed roller (ωк), the initial seed speed in the seed tubes specified by the compressor fan (V_{cf}), the angle of inclination of the diffuser plate (β) and its height above the soil surface (H_s))

An advanced mathematical model allows you to simulate tillage and sowing units with different working widths.

Key words: scatterers, soil-tilling and planting unit, concept, mathematical model, quality block, processability block, minimization of functionals, scattering uniformity.

Т. В. Гайдай ORCID 0000-0001-9141-4820.

Machinery & Energetics. *Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020, Vol. 11, No 3, 67-73*
ISSN 2663-1334 (print), ISSN 2663-1342 (online), www.journals.nubip.edu.ua/index.php/Tekhnica

http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.03.067

УДК 631.31: 621.891

ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ТА ЗНОСОСТІЙКОСТІ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ҐРУНТООБРОБНИХ МАШИН

К. В. Борак

Житомирський агротехнічний коледж, Україна.

Стаття з спеціальності: 05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва.
Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: koss1983@meta.ua.

Історія статті: отримано – квітень 2020, акцептовано – серпень 2020.
Бібл. 19, рис. 3, табл. 5.

Анотація. На основі системного аналізу методів підвищення довговічності та зносостійкості робочих органів ґрунтообробних машин встановлено, що їх підвищення в 90 % випадках досягається технологічними методами. В свою чергу це потребує застосування дорогих зміцнюючих матеріалів, що призводить до збільшення собівартості кінцевої продукції. Вирішення такої складної проблеми не може ґрунтуватися на використанні однієї групи методів, а потребує комплексного підходу з використанням спектру доступних груп методів. Відповідно мета роботи полягає у визначені експериментальним шляхом можливих методів підвищення довговічності та зносостійкості робочих органів ґрунтообробних машин з урахуванням ґрунтово-кліматичних умов їх експлуатації. В роботі, на основі ґрунтово-кліматичних умов експлуатації робочих органів ґрунтообробних машин, експериментальним шляхом встановлені експлуатаційні, конструктивні та технологічні методи підвищення зносостійкості лемішних та дискових робочих органів. Результати роботи впроваджені у аграрних підприємствах Житомирської області.

Ключові слова: робочі органи, ґрунт, машина, зносостійкість, довговічність, зміцнення, експлуатація.

Постановка проблеми

Абразивне зношування є розповсюдженим явищем в промисловості, будівництві та сільському господарстві. В результаті абразивного зношування втрати в розвинутих країнах досягають чотирьох відсотків ВВП. В сільськогосподарському виробництві найбільше абразивному зношуванню піддаються робочі органи ґрунтообробних машин. Робочі органи ґрунтообробних машин безпосередньо контактують з абразивними частинками, що призводить до інтенсивного абразивного зношування. В результаті чого погіршується якість обробітку ґрунту, підвищуються затрати на обробіток, порушуються агротехнічні строки та виникають простої ґрунтообробної техніки. Все це призводить до значних втрат валової продукції в сільському господарстві. Тому проведення досліджень по підвищенню довговічності та зносостійкості робочих органів ґрунтообробних машин, є безумовно актуальною проблемою.

Аналіз останніх досліджень

Питанням підвищення довговічності та зносостійкості робочих органів ґрунтообробних машин в різний час займалися R.C.D. Richardson [1], Костецький Б.І. [2, 3], Ткачов В.Н. [4], Северньов М.М. [5], Сідоров С.О. [6], Аулін В.В. [7], Новіков В.С. [8], Козаченко О.В. [9] Moore M.A. [10], Михальченков А.М. [11], та інші. Підвищити довговічності та зносостійкість робочих органів ґрунтообробних машин можливо трьома групами методів: технологічними, конструктивними та експлуатаційними. На даний час переважна більшість сучасних робіт, присвячена технологічним методам підвищення довговічності та зносостійкості робочих органів ґрунтообробних машин [8, 9, 12-18].

В роботах [7, 8] кожному типу ґрунту, в залежності від вмісту кварцових абразивних частинок, визначено відносну зношувальну здатність. Зазначене може бути використано тільки для характеристики одного із станів ґрунту, оскільки його зношувальна здатність ґрунту залежить не тільки від вмісту абразивних частинок але і від: ступеню їх закріплення, форми абразивних частинок, вологості ґрунту та вмісту біологічної фази в ньому. Попередні експериментальні дослідження свідчать, що зношувальна здатність ґрунту є величиною зміною і може коливатися в певних межах, що залежить від стану в якому знаходиться ґрунт. При розробці експлуатаційних методів підвищення зносостійкості та довговічності необхідно також врахувати можливості процесів самоорганізації середовища ґрунту.

Вирішення такої складної проблеми, як підвищення довговічності та зносостійкості робочих органів ґрунтообробних машин, не може ґрунтуватися на використанні одного із методів, а повинно ґрунтуватися на системному підході з використанням усього спектру доступних методів.

Мета досліджень

Мета роботи – експериментальним шляхом визначити можливі методи підвищення довговічності та зносостійкості робочих органів ґрунтообробних машин з урахуванням ґрунтово-кліматичних умов їх експлуатації.

Результати досліджень

В роботі для досліджень використовувалися два типи робочих органів ґрунтообробних машин:

а) вирізний дисковий робочий орган;

б) леміш плуга.

При реалізації системного підходу необхідно врахувати всі істотні чинники, які впливають на довговічність та зносостійкість робочих органів.

В деяких робота [9, 19] стверджується, що геометрична форма нанесення зносостійкого покриття має вирішальне значення для підвищення зносостійкості робочих органів ґрунтообробних машин. Для визначення впливу геометричної форми нанесення зносостійкого покриття на поверхню робочих органів дискових ґрунтообробних знарядь, запропоновано різні технологічні варіантами (рис. 1). Нанесення зносостійкого покриття виконували на дискові робочі органи виготовлені зі сталі 65Г.

Встановлено, що геометрична форма нанесення зносостійкого покриття на поверхню тертя не має вирішального значення для підвищення зносостійкості робочих органів ґрунтообробних машин на всіх типах ґрунтів. Відмінність полягає тільки в межах статистичної похибки (до 3%) (рис. 2). Зразок 2 (рис. 2) зношується більш інтенсивно, оскільки об’єм нанесеного зносостійкого покриття значно менший за об’єм покриття нанесеного на інші зразки робочих органів ґрунтообробних машин.

Для інших типів робочих органів ґрунтообробних машин спостерігається ідентична залежність (рис. 2).

Зміцнення робочих органів виконували трьома видами електродів Т-620, Т-590 та М-Fe 6 хімічний склад яких представлено в табл. 1.

Таблиця 1. Хімічний склад зносостійкого шару на поверхні робочих органів ґрунтообробних машин.

Table 1. The chemical composition of the wear-resistant layer on the surface of the working bodies of tillage machines.

Хімічний елемент	Марка електроду		
	Т-620	Т-590	М-Fe 6
Mn	1…1,5	1…1,5	≤3,0
Si	2…2,5	2…2,5	-
C	2,9…3,5	2,9…3,5	≤2,5
P	≤0,04	≤0,04	≤0,04
S	≤0,035	≤0,035	≤0,04
Cr	22…24	22…27	≤10
Ti	0,5…1,5	-	-
B	0,5…1,5	0,5…1,5	-
Mo	-	-	≤3,0
Nb	-	-	≤10

Після спрацювання шару нанесеного зносостійкого покриття інтенсивність зношування становила рівною серійному робочому органу. Також відслідковується динаміка зменшення інтенсивності зношування при зменшенні діаметра диска. Це пояснюється зменшенням тиску на кромку робочого органу в зв’язку зі зменшенням глибини обробітку.

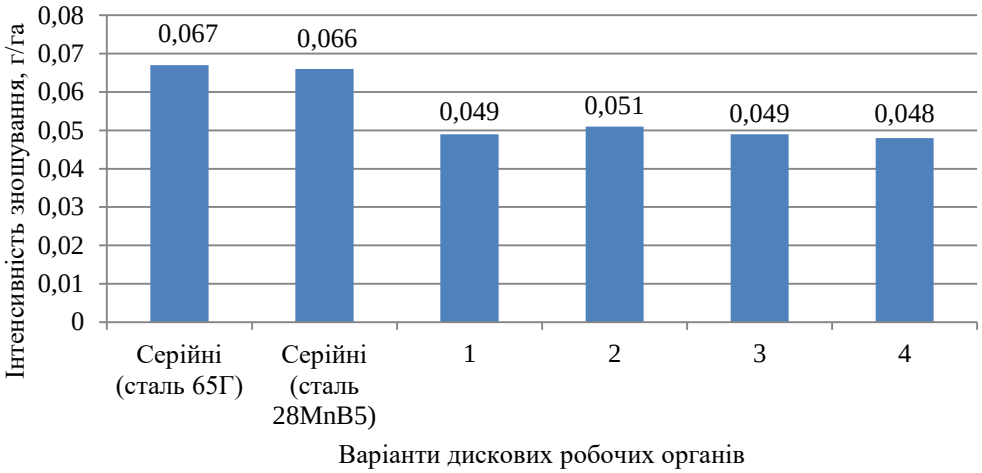
Нанесення зносостійкого покриття на поверхню дискових робочих органів більш суттєво підвищує зносостійкість на супіщаних та піщаних ґрунтах в порівнянні з суглинками та глинистими ґрунтам (табл. 2). В свою чергу це пояснюється різними механізмами абразивного зношування поверхні: на піщаних і супіщаних ґрунтах переважає процес мікрорізання, а на інших типах ґрунтів – процес полідеформаційного руйнування поверхні металу.



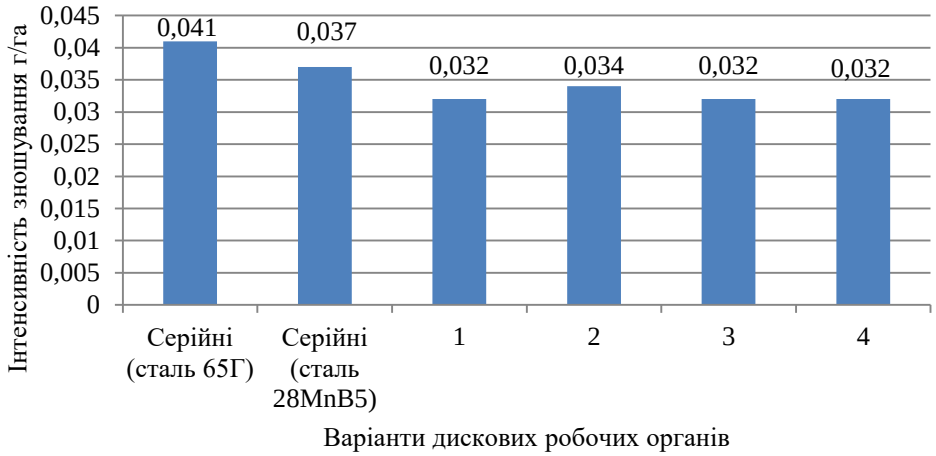
1 2 3 4

Рис. 1. Варіанти нанесення зносостійкого покриття на дискові робочі органи.

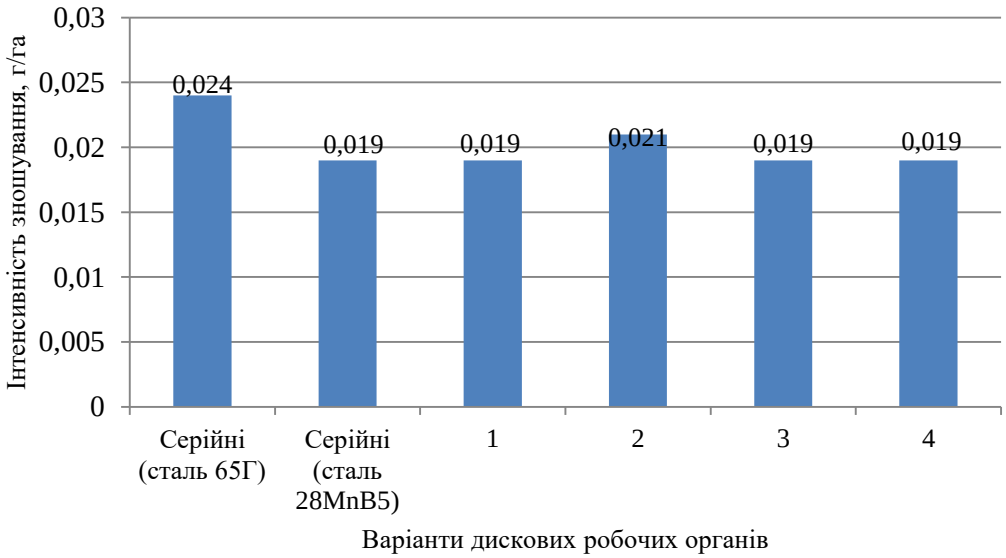
Fig. 1. Options for applying a wear-resistant coating on disk working bodies.



а)



б)



в)

Рис. 2. Інтенсивність зношування серійних та зміцнених (електродом Т-590) дискових робочих органів ґрунтообробних машин при обробітку перших 500 га агрегатом УДА-4,5 поля після збирання кукурудзи на силос (варіанти нанесення зносостійкого покриття 1, 2, 3, 4 представлені на рис. 1): *а* – супіщаний ґрунт; *б* – середній суглинок; *в* – глина легка.

Fig. 2. Intensity of wear of serial and strengthened (electrode T-590) disk working bodies of tillage machines at processing of the first 500 hectares by the UDA-4,5 field unit after harvesting of corn on a silo options of drawing of a wearproof covering 1, 2, 3, 4 are presented in fig. 1): *а* – sandy soil; *б* – medium loam; *в* – clay light.

Таблиця 2. Підвищення зносостійкості дискових робочих органів ґрунтообробних машин виготовлених зі сталі 65Г.

Table 2. Increasing the wear resistance of disk working bodies of tillage machines made of steel 65Г.

Ґрунт	Марка електроду		
	Т-620	Т-590	М-Fe 6
Супіщаний	1,35...1,42	1,31…1,39	1,32…1,39
Середній суглинок	1,24…1,35	1,20…1,28	1,19…1,25
Глина легка	1,16…1,21	1,14…1,26	1,13...1,21

Аналогічна закономірність спостерігається і при нанесенні зносостійких покриттів на інші види робочих органів ґрунтообробних машин (табл. 3).

Таблиця 3. Підвищення зносостійкості лемішів виготовлених зі сталі 65Г.

Table 3. Increasing the wear resistance of plowshares made of steel 65Г.

Ґрунт	Марка електроду		
	Т-620	Т-590	М-Fe 6
Супіщаний	3,20…3,33	3,21…3,32	2,95…3,07
Середній суглинок	2,85…2,87	2,84…2,85	2,64…2,71
Глина легка	2,77..2,82	2,78…2,83	2,41…2,50

Найкраще для підвищення дискових робочих органі зарекомендували себе електроди Т-620 (табл. 2), оскільки вони призначені для наплавлення деталей, які працюють в умовах абразивного зношування з помірними ударними навантаженнями. При зміцненні лемішів електродами Т-620 та Т-590 різниці не спостерігали (табл. 3). Найменшу зносостійкість мали робочі органи ґрунтообробних машин зміцненні електродом М-Fe 6.

Слід відмітити, що використання дискових робочих органів, виготовлених з дорогої боровмісної сталі 28MnB5, дає суттєвий ефект підвищення зносостійкості тільки на глиняних і суглинкових ґрунтах. При експлуатації дискових ґрунтообробних машин на супіщаних і піщаних ґрунтах використання робочих органів виготовлених зі сталі 28MnB5 не дає позитивного ефекту.

Суттєвий вплив на підвищення довговічності робочих органів ґрунтообробних машин здійснює площа та об’єм нанесеного зносостійкого покриття (рис. 3).

В результаті нанесенням другого шару зносостійкого покриття довговічність робочих органів дискових ґрунтообробних машин підвищується на:

- 13,1 % при експлуатації на супіщаному ґрунті;
- 9,3 % при експлуатації на середньому суглинку;
- 7,1% при експлуатації на легкій глині.

Як відомо, при експлуатації дискових робочих органів можливо виникнення двох граничних станів:

- при затуплені леза;
- при зменшенні зовнішнього діаметра.

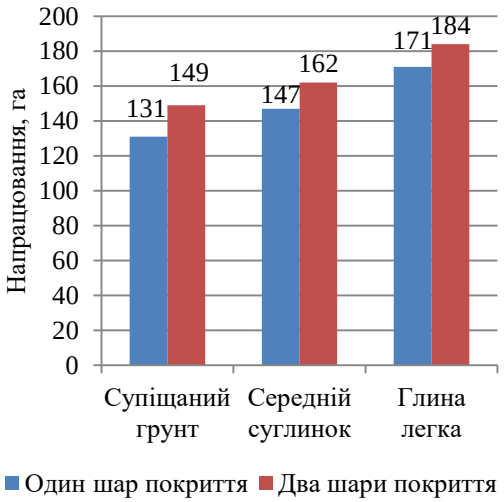


Рис. 3. Напрацювання робочих органів агрегату УДА-4,5 до граничного стану (схема нанесення покриття №4, зміцнення електродом Т-590).

Fig. 3. Operating time of the working bodies of the unit UDA-4,5 to the limit state (coating scheme №4, strengthening of the electrode Т-590).

В першому випадку робочі органи загострюють і продовжують експлуатувати, а в другому – вибраковують. Наявність першого граничного стану призводить до простою техніки та зростання затрат на обслуговування агрегату. Для уникнення виникнення першого граничного стану необхідно правильно вибрати сторону і кут загострення. В результаті проведених досліджень розроблені рекомендації по загостренню дискових робочих органів (табл. 4).

Збільшення вологості ґрунту, в більшості випадків, призводить до зростання його зношувальної здатності. Дане явище триває до досягнення критичного стану, коли на поверхні робочих органів буде виділятися вільна вода. Після чого інтенсивність зношування поверхні суттєво зменшується, оскільки ґрунтова вода буде виступати в ролі змащувальної рідини. Проводити обробіток ґрунту в цьому стані неможливо через невиконання агротехнічних вимог. Для всіх типів ґрунтів визначено оптимальну вологість при якій забезпечується найменша інтенсивність зношування поверхонь робочих органів ґрунтообробних машин (табл. 5).

Зростання швидкості переміщення робочих органів відносно ґрунту призводить до зростання інтенсивності зношування. Для забезпечення підвищеної зносостійкості необхідно, що б швидкість агрегату була якомога мінімальною. В реальних умовах експлуатації ґрунтообробних машин це не можливо, оскільки зі зменшенням швидкості зменшується продуктивність агрегату, що може призвести до невиконання якісної операції в жорсткі агротехнічні строки.

Таблиця 4. Необхідні геометричні параметри робочих органів дискових ґрунтообробних машин, для забезпечення їх підвищеної довговічності.

Table 4. Necessary geometrical parameters of working bodies of disk tillage machines, for maintenance of their increased durability.

<table>
<tr><th colspan="2" rowspan="2">Ґрунт</th><th rowspan="2">Радіус кривини диска, R</th><th colspan="2">Кут загострення,</th></tr>
<tr><th colspan="2"></th></tr>
<tr><td rowspan="3">Глина</td><td>Важка</td><td rowspan="9">$R = (D/2)sine$</td><td colspan="2" rowspan="3">Зовнішній 10°…20°</td></tr>
<tr><td>Середня</td></tr>
<tr><td>Легка</td></tr>
<tr><td rowspan="3">Суглинок</td><td>Важкий</td><td colspan="2" rowspan="3">Зовнішній 10°…20°</td></tr>
<tr><td>Середній</td></tr>
<tr><td>Легкий</td></tr>
<tr><td rowspan="3">Супіщаний та піщаний</td><td>Важкий</td><td rowspan="6">При зміщенні загострення внутрішнє 28°…30°</td><td rowspan="6">Зовнішній 10°…20°</td></tr>
<tr><td>Супіщаний</td></tr>
<tr><td>Пісок зв’язаний</td></tr>
<tr><td colspan="2">Пісок вільний</td></tr>
</table>

Таблиця 5. Вологість ґрунту, яка забезпечує найменшу інтенсивність зношування.

Table 5. Soil moisture, which provides the lowest intensity of wear.

<table>
<tr><th colspan="2">Ґрунт</th><th>Вологість, %</th></tr>
<tr><td rowspan="3">Глина</td><td>Важка</td><td rowspan="6">13…17</td></tr>
<tr><td>Середня</td></tr>
<tr><td>Легка</td></tr>
<tr><td rowspan="3">Суглинок</td><td>Важкий</td></tr>
<tr><td>Середній</td></tr>
<tr><td>Легкий</td></tr>
<tr><td rowspan="3">Супіщаний та піщаний</td><td>Важкий</td><td>10…11</td></tr>
<tr><td>Супіщаний</td><td rowspan="2">9…10</td></tr>
<tr><td>Пісок зв’язаний</td></tr>
<tr><td colspan="2">Пісок вільний</td><td>7…8</td></tr>
</table>

Після збирання сільськогосподарських культур на поверхні ґрунту залишаються поживні рештки і при взаємодії з робочими органами ґрунтообробних машин вони можуть виділяти соки, які будуть інтенсифікувати процес абразивного зношування. Обробіток ґрунту необхідно проводити при найменшій вологості поживних решток сільськогосподарських культур.

Висновки

1. Зношування робочих органів ґрунтообробних машин носить складний характер. Проблема підвищення зносостійкості та довговічності робочих органів, що взаємодіють з ґрунтовим середовищем не може бути вирішено за рахунок використання тільки технологічних методів підвищення зносостійкості та довговічності.

2. Для досягнення поставленої мети необхідно застосувати комплексний підхід, який буде включати в себе розробку технологічних, конструктивних методів підвищення зносостійкості та довговічності з врахуванням ґрунтово-кліматичних умов та впровадження науково обґрунтованих методів експлуатації робочих органів ґрунтообробних машин.

Список літератури

1. *Richardson R. C. D.* Wear in Agricultural Machinery – The Relevance of a Study of the wear of Materials Against Bonded Abrasive. Proceedings of the Insitution of Agricultural Engineers. 2013. Vol. 19. P. 42-53.

2. *Костецкий Б. И.* Трение, смазка и износ в машинах. Киев: Техніка, 1970. 396 с.

3. *Костецкий Б. И.* Сопротивление изнашиванию деталей машин. Москва; Киев: МАШГИЗ, 1959. 478 с.

4. *Ткачев В. Н.* Работоспособность деталей в условиях абразивного изнашивания. Москва : Машиностроение, 1995. 336 с.

5. *Севернев М. М.* Износ и коррозия сельскохозяйственных машин. Минск: Беларус. Навука. 2011. 333 с.

6. *Сидоров С. А. Сидоров А. И.* Повышение ресурса почворежущих органов наплавочными сплавами. Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2003. №9. С. 20-22.

7. *Аулін В. В., Тихий А. А.* Трибофізичні основи підвищення зносостійкості і надійності робочих органів ґрунтообробних машин з різальними елементами: монографія. Кропивницький: Лисенко. 2017. 278 с.

8. *Новиков В. С.* Обеспечение долговечности рабочих органов почвообрабатывающих машин: монография. Москва: ИНФРА-М. 2019. 155 с.

9. *Козаченко О. В., Шкрегаль О. М., Каденко В. С., Блезнюк О. В*. Польові випробування удосконалених культиваторних лап. Technical service of agriculture, forestry and transport systems. 2019. № 15. С. 31-39.

10. *Moore M. A.* Abrasive wear by soil. Tribology International. 1975. Vol. 8. № 3. P. 105-110: URL: https://doi.org/10.1016/ 0301-679X(75)90027-4.

11. *Михальченков А. М., Козарез И. В., Пешко А. В., Жуков А. Б.* Специфика геометрии износа цельнометаллических лемехов плугов при обработке почв с высокой изнашивающей способностью.

Вестник Брянской государственной сельскохозяйственной академии. 2019. URL: https://cyberleninka.ru/article/n/spetsifi ka-geometrii-iznosa-tselnometallicheskih-leme hov-plugov-pri-obrabotke-pochv-s-vysokoy-iz nashivayuschey-sposobnostyu (дата звернення: 27.02.2020).

12. *Титов Н. В., Коломойченко В. В., Виноградов В. В.* Анализ перспективных способов упрочнения рабочих органов почвообрабатывающих машин. Техника и оборудование для села. 2013. №10. С. 33-36.

13. *Ахметшин Т. Ф.* Повышение износостойкости и долговечности почвообрабатывающих рабочих органов. Известия Оренбургского государственного аграрного университета. 2013. № 41. С. 81-84.

14. *Pirowski Z., Kranc M., Olszyński J., Gwiżdż A., Gościański M.* Performance testing of cast agricultural tools operating in soil. Teka. Commission of motorization and energetics in agriculture. 2012. Vol. 12. №. 2. P. 183-188

15. *Lemecha M., Napiórkowski J., Konat Ł.* Analysis of wear and tear of working elements with a replaceable cutting edge in an abrasive soil mass. Tribologia. 2017. №3. P. 101-109.

16. *Nalbant M., Palali A. T.* Effects of different material coatings on the wearing of plowshares in soil tillage. Turkish Journal of Agriculture and Forestry. 2011. Vol. 35. P. 215-223.

17. *Mohapatra G., Sahay S. S.* Wear and Tribology in Agricultural Machinery. Friction, Lubrication, and Wear Technology. 2017, Vol. 18 P. 984-1002. URL: https://doi.org/10.31399/asm.hb.v18.a0006386.

18. *Kalacska A., De Baets P., Fauconnier D., Schramm F., Frerichs L., Sukumaran J.* Abrasive wear behaviour of 27MnB5 steel used in agricultural tines. Wear. 2020. URL: https://doi.org/10.1016/j.wear. 2019.203107.

19. *Балабуха А. В.* Исследование изнашивания лемехов, упрочненных дуговой точечной наплавкой. Збірник наукових праць Луцького державного технічного університету. 2000. Вип. 7. С. 9-11.

References

1. *Richardson R. C.* (2013). Wear in Agricultural Machinery – The Relevance of a Study of the wear of Materials Against Bonded Abrasive, Proceedings of the Insitution of Agricultural Engineers. 19. 42-53.

2. *Kosteczkij B. I.* (1970). Friction, lubrication and wear in machines. Kyiv. Texnika, 396.

3. *Kosteczkij B. I.* (1959). Resistance to wear of machine parts. Moskva. Kyiv. MAShGIZ. 478.

4. *Tkachev V. N.* (1995). Parts performance under abrasive conditions. Moscow. Mashinostroenie. 336.

5. *Severnev M. M., Podlekarev N. N., Soxadze V. S., Kitikov V. O.* (2011). Wear and corrosion of agricultural machinery. Minsk: Belarus. Navuka. 333.

6. *Sidorov S. A., Sidorov A. I.* (2003). Increasing the resource of soil-cutting organs by surfacing alloys. Mexanizaciya i e`lektrofikaciya sel`skogo xozyajstva. 9. 20-22.

7. *Aulin V. V., Tykhyi A. A.* (2017). Tribophysical bases of increase of durability and reliability of working bodies of tillage machines with cutting elements: monograph. Kropyvnytskyi: Lysenko V.F. 278.

8. *Novikov V. S.* (2019). Ensuring the durability of the working bodies of tillage machines: monograph. Moscow. INFRA-M. 155.

9. *Kozachenko O. V., Shkrehal O. M., Kadenko V. S., Blezniuk O. V.* (2019). Field tests of advanced cultivator paws. Technical service of agriculture, forestry and transport systems. 15. 31-39.

10. *Moore M. A.* (1975). Abrasive wear by soil, Tribology International. 8. №3. 105-110. URL: https://doi.org/10.1016/0301-679X(75)90027-4.

11. *Mixal`chenkov A. M., Kozarez I. V., Peshko A. V., Zhukov A. B.* (2019). Specificity of the geometry of wear of all-metal plowshares of plows during soil treatment with high wear ability. Vestnik Bryanskoj gosudarstvennoj sel`skoxozyajstvennoj akademii [online]. available from ‹https://cyberleninka.ru/article/n/spetsifika-geometrii-iznosa-tselnome tallicheskih-lemehov-plugov-pri-obrabotke-pochv-s-vysokoy-iznashivayuschey-sposobnostyu›.

12. *Titov N. V., Kolomojchenko V., Vinogradov V. V.* (2013). Analysis of promising methods of hardening the working bodies of tillage machines. Texnika i oborudovanie dlya sela. 10. 33-36.

13. *Axmetshin T. V.* (2013). Improving the wear resistance and durability of tillage working bodies. Izvestiya Orenburgskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. 41. 81-84.

14. *Pirowski Z., Kranc M., Olszyński J., Gwiżdż A., Gościański M.* (2012). Performance testing of cast agricultural tools operating in soil. Teka. Commission of motorization and energetics in agriculture. 12(2). 183-188.

15. *Lemecha M., Napiórkowski J., Konat Ł.* (2017). Analysis of wear and tear of working elements with a replaceable cutting edge in an abrasive soil mass, Tribologia. 3. 101-109.

16. *Nalbant M., Palali A. T.* (2011). Effects of different material coatings on the wearing of plowshares in soil tillage. Turkish journal of agriculture and forestry. 35. 215-223.

17. *Mohapatra G., Sahay S. S.* (2017). Wear and Tribology in Agricultural Machinery, Friction, Lubrication, and Wear Technology. 2017. 18. 984-1002. URL: https://doi.org/10.31399/asm.hb.v18.a0006386.

18. *Kalacska A., De Baets P., Fauconnier D., Schramm F., Frerichs L., Sukumaran J.* (2020). Abrasive wear behaviour of 27MnB5 steel used in agricultural tines, Wear, URL: https://doi.org/10.1016/j.wear. 2019.203107.

19. *Balabuxa A. V.* (2000). The study of the wear of shares, hardened by arc spot welding. Zbirnik naukovix pracz` Lucz`kogo derzhavnogo texnichnogo universitetu. 7. 9-11.

ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ И ИЗНОСОСТОЙКОСТИ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ МАШИН

К. В. Борак

Аннотация. На основе системного анализа методов повышения долговечности и износостойкости

рабочих органов почвообрабатывающих машин установлено, что их повышение в 90% случаях достигается технологическими методами. В свою очередь это требует применения дорогих упрочняющих материалов, что приводит к увеличению себестоимости конечной продукции. Решение такой сложной проблемы не может основываться на использовании одной группы методов, а требует комплексного подхода с использованием спектра доступных групп методов. Соответственно цель работы заключается в определенные экспериментальным путем возможных методов повышения долговечности и износостойкости рабочих органов почвообрабатывающих машин с учетом почвенно-климатических условий их эксплуатации. В работе на основе почвенно-климатических условий эксплуатации рабочих органов почвообрабатывающих машин, экспериментальным путем установлены эксплуатационные, конструктивные и технологические методы повышения износостойкости лемеховых и дисковых рабочих органов. Результаты работы внедрены в аграрных предприятиях Житомирской области.

Ключевые слова: рабочие органы, почва, машина, износостойкость, долговечность, упрочнение, эксплуатация.

IMPROVEMENT OF TOTAL RUNNING TIME AND WEAR RESISTANCE OF TILLAGE TOOLS

K. V. Borak

Abstract. On the basis of a system analysis of methods of total running time and wear resistance improvement of tillage tools it has been found that in 90% of cases their improvement is achieved by technological methods. In its turn, it requires the use of expensive hardening materials that results in production cost increase of final output. The solution to a problem cannot be based on using one group of methods, it requires a complex approach when using a range of available groups of methods.

Correspondingly, the purpose of the research is to identify experimentally some feasible methods of total running time and wear resistance improvement of tillage tools with due regards to soil and climatic conditions of their operation.

On the basis of soil and climatic conditions of tillage tools operation, the research identifies experimentally some operational, constructional and technological methods of wear resistance improvement of share and disk tools. The research results have been introduced at the agrarian enterprises of Zhytomyr oblast.

Key words: tillage tools, soil, machine, wear resistance, total running time, hardening, operation.

К. В. Борак ORCID 0000-0002-5611-4707.

Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020, Vol. 11, No 3, 75-80
ISSN 2663-1334 (print), ISSN 2663-1342 (online), www.journals.nubip.edu.ua/index.php/Tekhnica

http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.03.075

УДК 656.11:331.461

CONTRIBUTING FACTORS THAT INFLUENCE ON ROAD TRAFFIC'S RISK

I. O. Kolosok

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

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

Corresponding author: kolosoc@online.ua.

Article history: Received – April 2020, Accepted – August 2020.
Bibl. 11, fig. 4, tabl. 0.

Abstract. The level of transport at safety, energy consumption, and impact on the environment in Ukraine do not meet modern requirements. In recent decades, the world has seen a sharp increase in the number of vehicles and an increase in traffic, which leads to a stolen increase in the number of traffic accidents and their negative consequences. There is a whole range of issues that need to be solved, such as high mortality and injury rates as a result of road accidents; a significant part of obsolete vehicles operated by Ukrainian carrier, that is inefficient and harm the environment; the imperfection of the transport safety management system and the absence of a single coordinating body for road safety management, which is the reason for the lack of an integrated system of state road safety management; low level of coordination of actions and institutional capacity of state authorities and local governments to plan and conduct actions in the field of road safety; the imperfection of traffic accident monitoring systems, their statistics, and risk management; ineffective approach in solving the problem of high accident rate and severity of its consequences and creating a scientific basis for activities in the field of road safety; lack of specific measurable goals to increase the level of road safety, the relevant coordinated action plan in this area; unsatisfactory technical condition of a significant number of vehicles and the lack of a system for monitoring the safety of vehicles during their operation; low level of introduction and practical application of the latest technologies and technical means of traffic organization, automated means of control and regulation of traffic; insufficient funding of measures aimed at preventing and reducing the level of accidents, reducing the number of road accidents with real consequences; low level of driver training and lack of effective control over the activities of driving schools; low level of education of the society in the field of road safety, own responsibility and observance of traffic rules, etc.

The car has advantages over other types of vehicles: high mobility, relative ease of operation, the ability to deliver passengers and goods "door to door". It is these advantages of the car that are associated with the negative phenomena that accompany motorization where the lack of traffic safety is in the first place. We can name three important characteristics of modern road transport, which determine the low-level of safety: insufficient provision of road transport with appropriate in their parameters roads; insufficient isolation of traffic flows from other road users; mass driver's profession, which causes a low average level of qualification.

Key words: accident rate, traffic accident, road inspection, traffic-signs, traffic flow.

Introduction

The growth of the motor-vehicle pool in our country – as a result of the increase in road users leads to an increase in the number of traffic accidents. According to the Strategy for Improving Road Safety in Ukraine till 2020, the level of deaths and injuries due to the road accidents is the highest in Europe and a level of road safety organization remains extremely low, as experts from the WHO, the World Bank and other international institutions have repeatedly pointed out in their reports.

Formulation of problem

Over the last six years (2011-2016), about 170.8 thousand road accidents with victims are registered in Ukraine in which 26.7 thousand people died and, 210.4 thousand people were injured. In 2016, the number of road accidents increased by 5.1 per cent and the number of injured people by 6.4 per cent compared to 2015. Of particular concern is the fact that more than 42.6 per cent of those killed in road accidents in 2016 were pedestrians and cyclists.

Analysis of recent research results

The work of many domestic and foreign scientists is devoted to the problem of road safety: Babkova V.F., Badalyana A.M., Gavrilova O.A., Dzyuba O.P., Divochkina O.A, Drew D., Derekha Z.D., Eresova VI., Klinkovshteina G.I., Lanovogo O.T., Lobanova E.M., Lukyanova V.V., Polishchuk V.P., Silyanova V.V.,

Fishelson M.S., Halberta S., Chetverukhina B.M., Sheshtokasa V.V., Yudena K. And other [4-11].

The great concern is the fact that 1.4 thousand children under the age of 18 have died on the roads of Ukraine over the last six years, and road accidents in Ukraine are the first most common cause of death among young people aged 15 to 24 and the second most common cause of death of children aged 5 to 14 years [3].

Purpose of research

The purpose of our study is to identify and analyze the factors influencing the occurrence of road accidents in rural areas.

Results of research

A large amount of information is required to analyze to identify those that significantly affect the commission of an accident. One of the causes of accidents is insufficient investigation and their timely study. The task requires a large number of observations for the manufacture of soil bran. To conduct research, we have included the necessary information regarding the state of emergency of students who were preparing to defend their bachelor's and master's theses. In the process of analysis, together with students, we worked up the results in (Yagotynsky, Boryspil, Kyiv-Sviatoshynsky, Fastiv, Zgurivsky District), Khmelnytsky (Novoushitsky, Starokostiantynivsky districts), Vinnytsia (Illinetsky, Sharrogrodzhivsky).

According to the results of the accident, it established that it was possible to obtain the maximum number of traffic accidents in each village during the year in the range from one to three. However, there are periods when there were no accidents during the year. The main types of accidents are - collision, collision with a pedestrian, collision with an obstacle, collision with a standing vehicle, collision with a cyclist.

The aim of the study has analyzed the areas of the main and residential streets of rural settlements in order to determine the compliance of the characteristics of the parameters of the elements of the cross-sections with state building codes. We concluded that the width of the lanes and their number, meet the normative values, but sidewalks are absent, available only on one side of the street or it is impossible to move, which significantly affects the safety of pedestrians and vehicles (Fig. 1). The outlook of the roadway in the settlements is breaking down (Fig. 1, Fig. 2).

Following the Law of Ukraine "On Road Traffic", there is one uniform order of movement to ensure safety for all its participants in Ukraine. Traffic signs are the most popular and one of the main means of organization and management of traffic and designs to inform its participants about the conditions, modes and directions of traffic [2].

Drivers who are unfamiliar with the road use signs to obtain the necessary information about the road situation. That is why the unreasonableness of the installation of traffic signs or their absence leads to emergency situations. Traffic signs in combination with road markings focus the driver's attention on the road conditions and force them to take the right steps to choose the mode of movement of the vehicle. Pay attention - means to be active about a certain range of objects. Lack of attention is the cause of a significant number of accidents. To conclude we can see that in most areas of streets and roads of rural settlements there are no damaged or selectively traffic signs. Road marking is absent or has not been updated for a significant period, it is invisible (Fig. 3, Fig. 4).



Fig. 1. Section of the road on the str. Ivan Franko in the village Malkivka (no sidewalks, destroyed the road overview).



Fig. 2. Section of the road on Skvyrska Street in the village Berezyanka, Ruzhyn district, Zhytomyr region (destroyed the road overview).



Fig. 3. Intersection in the village. Vyshniv, Volyn region (no priority signs and markings).

In particular, in most villages on the roads there are no: previous signs - "Dangerous turn to the right", "Dangerous turn to the left", "Turn direction", "Road guide", "Children", "Pedestrian crossing", priority signs - "Give the way", “The main road”, prohibited - “Maximum speed

limit", information-indicative - "Pedestrian crossing", "Central bus point", etc. There are no road marking lines, for example, those that determine the order of location on the carriageway of vehicles, mark the boundaries of unregulated pedestrian crossings, identify places where it is necessary to stop the vehicle to give preference to traffic, and so on.



Fig. 4. The section of the main road Kitaygorod, Vinnytsia region (no previous signs 1.1 "Dangerous right turn" and 1.4.1 "Right turn", the road marking is invisible).

The traffic flow dominated by bicycles, motorcycles without wheelchairs and mopeds, cars, trucks with a load capacity of 1 to 8 tons, road trains with a load of up to 12 tons, wheeled tractors with trailers up to 10 tons, buses. Depending on the economic activity within the settlement, self-propelled machines and mechanisms that move from field to field may appear on the roads and streets as part of the traffic flow. Under the influence of trucks, road trains, tractors, self-propelled vehicles, the carriageway has become polluted, and the road overview has destroyed.

The maximum values of traffic intensity are in the range of 11-44 cars per hour. By embracing of agricultural production and the given flow, there are seasonal fluctuations in intensity and low speed, traffic density provoking drivers of motorcycles, cars and trucks to increase the permitted speed in some areas.

As a result of the research, it is established that the current state of road safety in rural settlements is influenced by a number of factors, among which the following can be distinguished: non-compliance of parameters of road cross-section elements with regulatory requirements, unsatisfactory condition of road overview, partial or complete absence of technical means of traffic regulation, lack of artificial lighting of the carriageway or its obsolescence and inefficiency, peculiarities of the traffic flow, weak control by the relevant authorities over the drivers' compliance with traffic rules, as a result of which faulty vehicles appear on the roads or driven by persons who don't have driver's license, or are in a state of intoxication.

The materials of the Organization for Economic Cooperation and Development in recent years highlight the four most significant periods of development of views, approaches and practices of ensuring BDR in the leading countries of the world and, accordingly, four consecutive paradigms. The paradigm is a system of views, approaches, practices in the field of providing BDR, which takes place in certain periods of adaptation of society to peaceful coexistence with a growing number of cars. The concept of successive paradigm shifts to ensure BDR was formed by a number of British and American experts at the turn of the 1960s and 1970s.

The first paradigm of BDR was formed during the initial growth of motorization, ie until about the mid-1920s in the United States and before World War II in Western Europe, Canada, Australia. The key term of the first paradigm is traffic engineering. In the period between the invention of the wheel and the advent of the automobile, the main purpose of road construction was to "free the traveler from the dirt."

The second paradigm prevailed in the United States until the beginning, and in other developed countries until about the mid-1960s In connection with the recognition of the key causes of accidents of individual characteristics of drivers, their inadequate moral qualities and skills, the concept of "three E's" (Enforcement, Education, Engineering - coercion, training, design), proposed in the 1920s by the American auto insurance expert Julian Harvey. Accordingly, emphasis was placed on the skills, abilities and psychology of drivers. At the same time, the concept of "3D" (Dangerous, Drunk and Drugged Driving), the essence of which is to identify and stop the facts of dangerous driving, as well as driving under the influence of alcohol and / or drugs.

The era of the third paradigm occurred in the United States in the 1970s. In other highly motorized countries, it lasted from the mid-1960s to the mid-1980s. During that period, the most interesting scientific results were obtained, which allowed to determine the physical nature of the traffic flow, and the corresponding engineering consequences. Some of these results have influenced the ideology of modern traffic control systems.

The fourth paradigm of providing BDR - the period of validity of this paradigm in most countries is still ongoing, although in general today it is possible to determine some formal criteria for its completion. The main reason for the persistence of deaths in road accidents is a purely humanitarian category - "risks of insecurity." In all cases, these are some rules and practices that shape or contribute to further increase the BDR and reduce the "risks of insecurity." A key role in the wide range of measures taken at the local and municipal levels was played by planning decisions aimed at curbing speed and minimizing the risks of pedestrian insecurity. We are talking about streets or other spaces in settlements that are as convenient and safe for pedestrians and at the same time do not provoke intense and high-speed traffic.

The main trends of the fifth paradigm (in those countries to which it directly applies) will be: adaptation to the new transport reality, which is due to the consistent compression of the road space, reducing traffic and road traffic; adaptation to the new ICT-reality, which is due to the total penetration of IT-systems and IT-gadgets in the structure of the car, as well as in the arrangement of roads and urban space; further increase the role and importance of institutional and humanitarian factors in ensuring BDR.

Given the characteristics of the fourth and promising fifth paradigms of BDR, it should be noted that on the roads of our country, especially in rural areas, measures to improve road safety should be consistent with world practices within the fourth paradigm - curbing the speed of vehicles and minimizing the risks of pedestrian insecurity.

Conclusions

1. The process of forming road safety is multifaceted and multifactorial. Our analysis has based on a limited amount of information and the need for further research for more comprehensive and objective factors influencing the occurrence of road accidents in rural areas. Materials and conclusions of the research are used in the educational process.

References

1. *Blinkin M. Ya., Reshetova E. M.* (2013). Road safety: history of the issue, international experience, basic institutions. Moscow. Publishing house of the Higher School of Economics. 240.

2. *Polishchuk V. P., Kunda N. T.* (1998). Information support of road users. Kyiv. IZMN. 132.

3. URL: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/430-2018-%D1%80#Text.

4. *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.

5. *Bektas T., Laporte G.* (2011). The pollution-routing problem. Transportation Research B: Methodological. 45(8). 1232-1250.

6. *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.

7. *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.

8. *Christof Dr., Ehrhart E.* (2012). Delivering Tomorrow: Towards Sustainable Logistics. Bonn, Germany: Deutsche Post AG. Retrieved from http://www.delivering-tomorrow.com.

9. *Dekker R., Bloemhof J., Mallidis I.* (2012). Operations Research for green logistics – An overview of aspects, issues, contributions and challenges. European Journal of Operational Research. 219. 671-679.

10. *Zapadlovsky Oleksandr, Rogovskii Ivan*. (2018). Determination of speed of automotive vehicle on basis of laws of conservation of energy and momentum. TEKA. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering. Lublin–Rzeszów. 18(2). 97-103.

11. *Grubrin O. M., Rogovskii I. L.* (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. 298. 149-156. DOI: 10.31548/machenergy.2018.04.149-156.

Список літератури

1. *Блинкин М. Я., Решетова Е. М.* Безопасность дорожного движения: история вопроса, международный опыт, базовые институции. Москва. Издательский дом Высшей школы экономики, 2013. 240 с.

2. *Поліщук В. П., Кунда Н. Т.* Інформаційне забезпечення учасників дорожнього руху: навчальний посібник. Київ. ІЗМН, 1998. 132 с.

3. URL: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/430-2018-%D1%80#Text.

4. *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.

5. *Bektas T., Laporte G.* The pollution-routing problem. Transportation Research B: Methodological. 2011. Vol. 45(8). P. 1232-1250.

6. *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.

7. *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.

8. *Christof Dr., Ehrhart E.* Delivering Tomorrow: Towards Sustainable Logistics. Bonn, Germany: Deutsche Post AG. 2012. Retrieved from http://www.delivering-tomorrow.com.

9. *Dekker R., Bloemhof J., Mallidis I.* Operations Research for green logistics – An overview of aspects, issues, contributions and challenges. European Journal of Operational Research. 2012. Vol. 219. P. 671-679.

10. *Zapadlovsky Oleksandr, Rogovskii Ivan*. Determination of speed of automotive vehicle on basis of laws of conservation of energy and momentum. TEKA. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering. 2018. Lublin–Rzeszów. Vol. 18. No 2. P. 97-103.

11. *Grubrin O. M., Rogovskii I. L* 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. Vol. 298. P. 149-156. DOI: 10.31548/machenergy.2018.04.149-156.

ФАКТОРИ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА ВИНИКНЕННЯ РИЗИКУ У ДОРОЖНЬОМУ РУСІ

І. О. Колосок

Анотація. Рівень безпеки перевезень, обсяг споживання енергії та вплив на навколишнє природне середовище в Україні не відповідають сучасним вимогам. Протягом останніх десятиліть у світі спостерігається стрімке збільшення кількості транспортних засобів та підвищення інтенсивності руху, що призводить до збільшення кількості транспортних подій та їх негативних наслідків. Існує цілий комплекс проблем,

що потребує розв'язання, а саме: високий рівень смертності та травматизму в результаті дорожньо-транспортних пригод; значна частина транспортних засобів, що експлуатуються українськими перевізниками, є застарілими, неефективними та справляють значний негативний вплив на навколишнє природне середовище; недосконаліть системи управління безпекою на транспорті та відсутність єдиного координаційного органу управління безпекою дорожнього руху, що є причиною відсутності цілісної системи державного управління безпекою дорожнього руху; низький рівень координації дій та інституційної спроможності органів державної влади та органів місцевого самоврядування щодо планування і проведення дій у сфері безпеки дорожнього руху; недосконаліть систем моніторингу дорожньо-транспортних пригод, їх статистики та управління ризиками; неефективний підхід до розв'язання проблеми високого рівня аварійності та тяжкості її наслідків і створення наукового підґрунтя діяльності у сфері безпеки дорожнього руху; відсутність конкретних вимірних цілей з підвищення рівня безпеки дорожнього руху, відповідного скоординованого плану дій у зазначеній сфері; незадовільний технічний стан значної кількості транспортних засобів та відсутність системи здійснення контролю за безпечністю транспортних засобів під час їх експлуатації; низький рівень запровадження та практичного застосування новітніх технологій і технічних засобів організації дорожнього руху, автоматизованих засобів контролю та регулювання дорожнього руху; недостатнє фінансування заходів, спрямованих на запобігання та зниження рівня аварійності, зменшення кількості дорожньо-транспортних пригод з тяжкими наслідками; низький рівень підготовки водіїв та відсутність ефективного контролю за діяльністю автошкіл; низький рівень виховання суспільства у сфері безпеки дорожнього руху, власної відповідальності та дотримання правил дорожнього руху тощо.

Автомобіль володіє перевагами перед іншими видами транспортних засобів: високою мобільністю, відносною простотою керування, здатністю доставляти пасажирів та вантажі "від дверей до дверей". Саме з цими перевагами автомобіля пов'язані наведені негативні явища, що супроводжують автомобілізацію, і в першу чергу недостатній рівень безпеки руху. Можна назвати три важливих характерних риси сучасних автомобільних перевезень, що визначають низький рівень безпеки: недостатня забезпеченість автомобільного транспорту відповідними за своїми параметрами дорогами; недостатня ізоляція транспортних потоків від інших учасників дорожнього руху; масовість професії водія, яка обумовлює невисокий середній рівень кваліфікації.

Ключові слова: аварійність, дорожньо-транспортна пригода, дорожній одяг, дорожні знаки, транспортний потік.

ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ВОЗНИКНОВЕНИЕ РИСКА В ДОРОЖНОМ ДВИЖЕНИИ

И. А. Колосок

Аннотация. Уровень безопасности перевозок, объем потребления энергии и влияние на окружающую среду в Украине не соответствуют современным требованиям. В течение последних десятилетий в мире наблюдается стремительное увеличение количества транспортных средств и повышения интенсивности движения, что приводит к увеличению количества транспортных происшествий и их негативных последствий. Существует целый комплекс проблем, который требует решения, а именно: высокий уровень смертности и травматизма в результате дорожно-транспортных происшествий; значительная часть транспортных средств, эксплуатируемых украинскими перевозочиками, являются устаревшими, неэффективными и оказывают значительное негативное воздействие на окружающую среду; несовершенство системы управления безопасностью на транспорте и отсутствие единого координацийного органа управления безопасностью дорожного движения, является причиной отсутствия целостной системы государственного управления безопасностью дорожного движения; низкий уровень координации действий и институциональной способности органов государственной власти и органов местного самоуправления по планированию и проведению действий в сфере безопасности дорожного движения; несовершенство систем мониторинга дорожно-транспортных происшествий, их статистики и управления рисками; неэффективен подход к решению проблемы высокого уровня аварийности и тяжести ее последствий и создание научной базы деятельности в сфере безопасности дорожного движения; отсутствие конкретных измеримых целей по повышению уровня безопасности дорожного движения, соответствующего скоо-рдинованого плана действий в указанной сфере; неудовлетворительное техническое состояние значительного количества транспортных средств и отсутствие системы осуществления контроля за безопасностью транспортных средств во время их эксплуатации; низкий уровень внедрения и практического применения новейших технологий и технических средств организации дорожного движения, автоматизированных средств контроля и регулирования дорожного движения; недостаточное финансирование мероприятий, направленных на предупреждение и снижение уровня аварийности, уменьшение количества дорожно-транспортных происшествий с тяжелыми последствиями; низкий уровень подготовки водителей и отсутствие эффективного контроля за деятельностью автошкол; низкий уровень воспитания общества в сфере безопасности дорожного движения, собственной ответственности в соблюнии правил дорожного движения и тому подобное.

Автомобиль обладает преимуществами перед другими видамы транспортных средств: высокой мобильностью, простотой управления, способностью доставлять пассажиров и грузы "от двери до двери". Именно с этими преимуществами автомобиля связаны негативные явления, сопровождающие автомобилизации, и в первую очередь недостаточный уровень безопасности движения. Можно выделить три важных характерные

черты современных автомобильных перевозок, которые определяют низкий уровень безопасности: недостаточная обеспеченность автомобильного транспорта соответствующими по своим параметрам дорогам; недостаточная изоляция транспортных потоков от других участников дорожного движения; массовость профессии водителя, которая обусловливает невысокий средний уровень квалификации.

Ключевые слова: аварийность, дорожно-транспортное происшествие, дорожная одежда, дорожные знаки, транспортный поток.

І. О. Колосок ORCID 0000-0001-9543-8782.

Machinery & Energetics. *Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020, Vol. 11, No 3, 81-87*
ISSN 2663-1334 (print), ISSN 2663-1342 (online), www.journals.nubip.edu.ua/index.php/Tekhnica

http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.03.081

УДК 621.746.68:669.15’26:621.785.5

ВПЛИВ ХІМІЧНОГО СКЛАДУ НА ТЕПЛОСТІЙКІСТЬ КОНСТРУКЦІЙНОЇ СТАЛІ

Є. Г. Афтанділянц

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 131 – прикладна механіка.

Кореспонденція автора: aftyev@yahoo.com.

Історія статті: отримано – квітень 2020, акцептовано – серпень 2020.
Бібл. 10, рис. 4, табл. 2.

Анотація. На основі аналізу процесу експлуатації конструкційних сталей при підвищених температурах і напруженнях встановлено, що їх роботоздатність залежить від хімічного складу сталей, напруження, часу та температури експлуатації. Легування теплостійких конструкційних сталей направлено на зниження інтенсивності розвитку процесів зміцнення, тобто перерозподілу легуючих елементів між твердим розчином і фазами виділення, їх коагуляції і зміни дефектності кристалічної структури. У статті приводяться результати дослідження ефективності впливу хімічного складу, температури, напруження і часу експлуатації на повзучість і довговічність конструкційних сталей. Розраховані аналітичні залежності відносного видовження у процесі повзучості та часу, при якому відбувається руйнування від хімічного складу теплостійких конструкційних сталей і таких експлуатаційних факторів, як температура, напруження та витримка. Встановлено, що повзучість і довготривалість теплостійких конструкційних сталей, в умовах експерименту, на 61–64 % визначається їх хімічним складом, 7–18 % температурою, 11 % часом витримки, 18–21 % напруженим станом. Показано, що легування азотом і ванадієм більш ефективно зніжує ступінь зміцнення теплостійкої сталі в процесі повзучості, ніж легування молібденом, оскільки процес коагуляції карбідів і нітридів в сталях з азотом і ванадієм отримує менший розвиток, ніж карбідів в сталях, які леговані молібденом.

Ключові слова: сталь, теплостійкість, хімічний склад, температура, напруження, повзучість, довготривалість.

Постановка проблеми

Дослідження впливу легуючих елементів на теплостійкість сталі виконані в численних роботах, наприклад [1–8], однак співвідношення ефективності впливу хімічного складу стали і умов експлуатації (температура, напруга, час) на повзучість і довговічність виробів вивчено недостатньо.

Аналіз останніх досліджень

Надійність і довговічність конструкційних сталей, що працюють при тривалому температуро - силовому впливі, визначаються рівнем і стабільністю фізико-механічних властивостей сталей, які залежать від властивостей твердого розчину, дефектів його кристалічної будови, властивостей, кількості, дисперсності і розподілом первинних і вторинних фаз виділення [1-4].

При високій напрузі і температурах довговічність Теплотривкість стали невелика і руйнування відбувається транскристалітно. Зі зниженням напруги і температури довговічність значно збільшується і руйнування в разі відносно великих напружень і низьких температур контролюється утворенням на межах зерен клиновидних тріщин, а при відносно низьких напругах і високих температурах – пор.

Закономірність переходу від внутрізеренного до міжзеренного руйнування екстремально залежить від фізико-механічних властивостей сталі. Підвищення межі текучості вище оптимального рівня може призводити до більш раннього переходу від внутрізеренного до міжзеренного руйнування, оскільки в цьому випадку деформація локалізується в прикордонній області. С іншого боку, при більш низькому його значенні він може зміщуватися внаслідок збільшення швидкості зміцнення меж, що пов'язано з інтенсифікацією процесу їх пошкодження клиноподібними тріщинами і порами.

Клиновидні тріщини утворюються в основному на межах, що розташовані перпендикулярно напрямку прикладеної напруги, внаслідок релаксації напружень зсуву вздовж межах зерен. Концентрація напружень зсуву перед межами відбувається в зв'язку з тим, що вони блокують площині ковзання дислокації. В умовах однакової загальної деформації скупчення дислокацій перед індивідуальної границею знижується при зменшенні розміру зерна і збільшення перешкод в його обсязі, що блокують їх рух.

Отже, зменшення розміру зерна і підвищення ступеня дисперсійного зміцнення теплотривкої стали вже при термічній обробці повинно призводити до уповільнення процесу розвитку зернограничних клиновидних тріщин. Зародження пор пов'язано з

ковзанням по межах зерен і контролюється цим процесом. Ковзання відкриває порожнину близько сходинки, що утворилася на межі шляхом внутрізеренного ковзання. Зародження порожнини може відбуватися також близько частинки чужорідної фази, розташованої на межі, внаслідок того, що при ковзанні здійснюється відрив матриці від частки. Ковзання по межах зерен пов'язано з неконсервативний рухом граничних дислокацій. Чим дрібніше зерно, тим менше напруга необхідна для ковзання. Отже, зменшення розміру зерна з одного боку, може сприяти зародженню пор, так як знижується гранична напруга, а з іншого, - перешкоджати внаслідок зниження рівня локальної концентрації напруг на межі.

Зростання пор в температурному інтервалі експлуатації теплостійких конструкційних сталей здійснюється дифузійним шляхом в результаті стоку надлишкових вакансій, породжуваних ковзанням зерен, на зародки пор. З цього випливає, що не тільки зародження, але і зростання пор будуть залежати від співвідношення знижень порогового напруження ковзанням, пов'язаного зі зменшенням розміру зерна, і рівня напружень на межах, що визначається підвищенням ступеня внутрізеренної локалізації напруження дисперсною фазою.

В умовах експлуатації при підвищених температурах властивості не стабільні, тому що під впливом температуро-силового впливу розвиваються процеси перерозподілу легуючих елементів між твердим розчином і фазами виділення, їх коагуляції і зміни дефектності кристалічної структури. В результаті знижується час досягнення допустимих деформацій, руйнування і довговічність сталей. Тому, легування теплостійких сталей має вирішувати, перш за все, завдання зниження інтенсивності розвитку процесів зневіцнення при експлуатації.

Зневіцнення при впливі температуро силових навантажень відбувається внаслідок рекристалізації, перерозподілу легуючих елементів між твердим розчином і фазами виділення, коагуляції частинок зміцнюючої фази. Температура рекристалізації залежить від сил міжатомної взаємодії і в значній мірі визначається температурою початку ферито-аустенітного перетворення. Міцність міжатомних зв'язків в фериті збільшується легуючими елементами в послідовності Mo, Cr, W, а температура початку феррито-аустенітного перетворення підвищується в послідовності легування V, Cr, Mo, W. Ванадій не посилює міжатомну взаємодію, а навпаки, при легуванні їм воно дещо знижується. Разом з тим температура рекристалізації досить повно узгоджується з цими факторами тільки в чистому залізі. При цьому температура рекристалізації підвищується легуючими елементами в послідовності V, Cr, W, Mo. При наявності вуглецю ця закономірність порушується. Наприклад, при вмісті в сталі 0,35% C вона вже наступна Cr, Mo, W, V.

Механізм цього явища пов'язаний з гальмуванням розвитку центрів рекристалізації дисперсними карбідами. Гальмування початку рекристалізації тим істотніше, чим більше відношення об'ємної частки частинок до їх радіусу, тобто чим менше міжчастична відстань. Вплив цього фактора значний, так як послідовність Cr, Mo, W, V узгоджується з поліпшенням термодинамічних і кінетичних параметрів виділення високодисперсної карбідної фази.

Поряд з підвищенням сил міжатомної взаємодії зміцнення твердого розчину при легуванні хромом, молібденом, вольфрамом, а також ванадієм, відбувається в результаті відмінності розмірів атомів заліза і легуючих елементів, що приводить до пружного спотворення кристалічної гратки. В результаті підвищується напруга руху дислокацій, тобто міцність сталі.

За зростанням ступеня впливу на зміну параметра кристалічної решітки легуючі елементи розташовуються в наступній послідовності: Cr, V, Mo, W. Однак потенційні можливості твердорозчинного зміцнення в теплотривкої стали не реалізуються, оскільки при експлуатації отримують розвиток процеси перерозподілу легуючих елементів між твердим розчином і карбідної фазою, що як правило збіднює твердий розчин, зміни хімічного складу і переходу карбідів з одного структурного стану в інше в послідовності $M_3C \rightarrow M_7C_3 \rightarrow M_{23}C_6$.

Наприклад, в термообробленому стані сталі 12Х1МФ присутні чотири карбідні фази M_3C (основна), VC в високодисперсному стані і невелика кількість M_7C_3 і $M_{23}C_6$. У початковий період експлуатації відбувається збільшення кількості складного карбіду M_7C_3 на основі хрому та молібдену, а також незначне збільшення карбіду $M_{23}C_6$. Зі збільшенням тривалості експлуатації кількість M_7C_3 практично не змінюється, а $M_{23}C_6$ - послідовно зростає.

При інтенсивному розвитку процесу карбідних перетворень зневіцнення може відбуватися не тільки в результаті збіднення твердого розчину зміцнюючими елементами, але і зниження ступеня дисперсійного зміцнення. Це пов'язано не тільки з тим, що ряд нових карбідів, наприклад $M_{23}C_6$, формуються в основному у вигляді ланцюжків або окремих досить великих утворень по межах зерен.

Кінетика процесу карбідних перетворень залежить від розчинності вуглецю і карбідоутворюючих елементів в твердому розчині, об'ємної і зернограничної дифузійної рухливості їх атомів, тобто від чинників, які зумовлюють інтенсивність розвитку коагуляції карбідної фази. Разом з тим необхідно враховувати вплив домішок на теплову крихкість сталей, яку пов'язують з зернограничної сегрегацією домішок.

З огляду на те, що ванадій, як правило, пов'язаний в нітриди, карбіди або карбонітриди, зменшення їм теплового охрупчивания можна віднести на рахунок їх високої стійкості і коагуляції при експлуатації, так як розвиток зернограничної сегрегації домішок пов'язаний з процесів видозміни карбідної фази. Наприклад, при розчиненні карбідів, що існують на міжфазної поверхні сегрегації фосфору розсмоктуються, атоми фосфору переходять в ферит і сегрегують на межі зерен.

Для отримання стабільної структури теплостійких конструкційних сталей їх легують хромом, молібденом, азотом, ванадієм та іншими елементами, а

відпуск, в процесі поліпшення, проводять при температурі, яка на 100-150 °С вище температури експлуатації виробів. У цих умовах інтенсивність розвитку процесів перерозподілу легуючих елементів між твердим розчином і фазами виділення, їх коагуляції і зміни дефектності кристалічної структури визначається хімічним складом сталі, напругою, температурою та часом експлуатації.

Раціональний вміст *вуглецю* в теплотривкої стали залежить від умов експлуатації. Зі збільшенням температури і тривалості експлуатації воно знижується до 0,08-0,12%. Це сприяє уповільненню процесу перерозподілу легуючих елементів між твердим розчином і карбідної фазою і її коагуляції.

Хром, як і молібден, вольфрам гальмує дифузію вуглецю в фериті, а також підвищує температуру рекристалізації. Однак його вплив на тривалу міцність менше. Хром є обов'язковим елементом в теплотривкої конструкційної сталі і вводиться для підвищення її жаростійкості і корозійної стійкості.

Молібден є одним з основних легуючих елементів в конструкційних теплостійких сталях. Механізм підвищення молібденом тривалої міцності пов'язаний зі зміцненням твердого розчину внаслідок зниження дифузійної рухливості атомів і вакансій і швидкості руху дислокацій, а також з виділенням дисперсних карбідів Mo_2C, які гальмують рух дислокацій [5, 6].

Легування *вольфрамом* підвищує тривалу міцність менш ефективно, ніж молібденом. Зміцнення пов'язано з виділенням в фериті дисперсних карбідів W_2C. Як правило, легування вольфрамом здійснюють одночасно з молібденом для досягнення більш високої тривалої міцності. Ще більш високою тривалою міцністю володіють Cr-Mo-V- і Cr-W-Mo-V стали.

Ванадій є більш активним, ніж молібден карбидоутворюючим елементом. Виділення дисперсних карбідів VC, що більш стійкі до коагуляції, ніж Mo_2C призводить до підвищення вкладу дисперсійного зміцнення в теплостійкість сталі. Легування V підвищує, як ступінь твердіння твердого розчину, так і дисперсійного зміцнення [7, 8].

Присутність атомів ванадію в решітці α-твердого розчину послаблює міжатомні зв'язку і не сприяє підвищенню температури початку рекристалізації. Зміцнення при підвищених температурах пов'язане з утворенням дисперсних карбідів ванадію.

Внаслідок його незначного розчинення в цементиті виділення карбіду ванадію відбувається безпосередньо з α-твердого розчину і в основному завершується при відпуску.

Підвищення вкладу дисперсійного зміцнення в теплостійкість сталі сприяє також те, що зниження ванадієм розчинності вуглецю в твердому розчині знижує швидкість процесу коагуляції карбідних частинок, наприклад, при легуванні ванадієм в кількості 0,09-0,23% швидкість росту частинок $M_{23}C_6$ знижується в 5 разів. Одночасно утворюються умови і для підвищення вкладу твердорозчинного зміцнення, оскільки при комплексному збалансуванні вмісту вуглецю, молібдену, вольфраму і ванадію співвідношення ванадію і вуглецю визначає частку участі молібдену і вольфраму в зміцненні твердого розчину.

У Cr-Mo стали збіднення твердого розчину молібденом значно більше, ніж в Cr-Mo-V. Ванадій, зв'язуючи вуглець, перешкоджає утворенню карбідів молібдену. Наприклад, при збільшенні відношення V/C від 1 до 3,5 вміст молібдену в твердому розчині після нагрівання стали при 540 °С протягом 100 тис. годин збільшується від 0,1 до 0,2%.

Разом з тим вирішальним фактором є зміцнення карбідами VC, так як рівень тривалої міцності Cr-Mo-V стали визначається в основному закономірністю виділення VC при відпуску, тобто кількістю, дисперсністю, формою і розташуванням частинок.

Укрупнення частинок карбіду ванадію з 70 до 150 нм і збільшення відстані між ними з 137 до 2950 нм знижує час руйнування зразків майже на два порядку. Прі відстані більшій 150 нм частинки вже не впливають на теплостійкість Cr- Mo-V- стали.

У разі Cr-Mo-V- стали більш ефективно реалізується механізм зміцнення фазовим наклепом. Виділення високодисперсних термічно стійких частинок VC по дислокаціях і субграницях стабілізує цей вид зміцнення. Дослідження структури після експлуатації протягом 100 тис. годин показує незначну коагуляцію карбідванадієвої фази і збереження фрагментованих ділянок в обсязі бейнітних зерен. У Cr-Mo стали дислокації ефективно не закріплюються як при відпуску, так і в процесі повзучості. Дисперсні частинки Mo_2C, що виділяються на скупченнях дислокацій, швидко коагулюють, що призводить до збільшення відстані між ними.

Таким чином наведено, що дисперсійне зміцнення є визначальним фактором тривалої міцності сталі, тому, з огляду на більш високу термодинамічну стійкість нітридів і карбонітридів ванадію, ніж його карбідів, а також їх виділення безпосередньо з α-твердого розчину при високому відпустку, природно розглядати легування конструкційної сталі азотом і ванадієм як метод подальшого підвішеної тривалої міцності теплостійких сталей. Більш того, з урахуванням рівня зниження зворотної відпускної крихкості конструкційної сталі з нітрідванадієвим зміцненням, розглядати його як метод створення високоякісної теплотривкої безмолібденової сталі.

Мета досліджень

Метою даної роботи є дослідження співвідношення ефективності впливу хімічного стану теплостійкої сталі, тобто молібдену, ванадію та азоту, а також температури, напруження та часу експлуатації на повзучість і довготривалість виробів та встановлення закономірності такого впливу.

Результати досліджень

Теплостійкі конструкційні сталі виплавляли в 160 кг індукційної печі з основною футеровкою та заливали в сухі пісочно-глинисті трефовідні форми з котрих виготовляли зразки діаметром 10 мм і розрахункової довжиною 50 мм для дослідження повзучості та довготривалості під навантаженням при

підвищених температурах на пристрої «ATS 2320». Градієнт температур при іспитах становив не більше ± 0,1 °С, точність визначення навантаження <0,5%, а деформації < 0,2 мкм. Діаграми повзучості записувалися в режимі реального часу.

Хімічний склад сталей, температури їх гартування та відпуску наведені в таблиці 1.

Таблиця 1. Хімічний склад (мас. частка %), температури гартування ($t_{гарт}$, °С) та відпуску ($t_{відп}$, °С) сталей.
Table 1. Chemical composition (wt.%), Tempering temperature ($t_{гарт}$, °С) and tempering ($t_{відп}$, °С) steels.

№ плавки	C	Si	Mn	Cr	Mo	V	N	$t_{гарт}$, °С	$t_{відп}$, °С
	мас. частка %								
1	0,31	0,32	0,63	1,1	0,2	0	0,006	880	630
2	0,30	0,33	0,65	1,0	0	0,11	0,018	930	650
3	0,20	0,58	0,57	5,36	0,52	0	0,006	940	700
4	0,23	0,56	0,43	5,44	0	0,14	0,020	1020	700
5	0,22	0,56	0,44	5,37	0	0	0,007	1020	730
6	0,22	0,56	0,44	5,37	0	0,14	0,021	1050	700
7	0,23	0,56	0,43	5,44	0,2	0,14	0,020	1020	700
8	0,21	0,55	0,54	5,27	0	0,13	0,019	950	680

Експерименти виконували при температурах ($t_{ісп}$, °С) від 500 до 600 °С (середнє – 580°С), напруженнях (σ, МПа) від 65 до 240 МПа (середнє – 100 МПа), а у випадку повзучості час витримки зразків (τ, год) змінювався від 18 до 4390 годин (середнє – 673 год).

Значення відносного видовження зразків (δ, %) у процесі повзучості досліджених сталей складали від 0,3 до 55 % (середнє – 5,5 %), а часу ($\tau_р$, год), при якому відбувалось руйнування – від 22 до 4500 годин (середнє – 1360 год).

Відомо, що при аналізі впливу хімічного складу залізовуглецевих сплавів, на різноманітні властивості, поширено використовують такий емпіричний параметр, як вуглецевий еквівалент, який в залежності від призначення має різну формулу. Однак, еквівалент хімічного складу матеріалу, відносно будь-якого елементу, визначається, як сума добутку маси *i*-го елементу на відношення атомної маси елемента, відносно якого розраховується хімічний склад, до атомної маси *i*-го елемента [9].

Вуглецевий еквівалент ($C_{екв}$, мас. час. %) вищенаведених теплостійких сталей виражається наступною формулою:

$$C_{екв} = C + 0{,}429 \cdot Si + 0{,}218 \cdot Mn + \\ + 0{,}231 \cdot Cr + 0{,}235 \cdot V + \\ + 0{,}125 \cdot Mo + 0{,}857 \cdot N \quad , \qquad (1).$$

Результати регресійного аналізу показали, що вплив хімічного складу теплостійких сталей ($C_{екв}$, мас. час. %) та таких експлуатаційних факторів, як температура ($t_{ісп}$, °С), напруження (σ, МПа), витримка (τ, год) на відносне видовження у процесі повзучості (δ, %) та час ($\tau_р$, год), при якому відбувається руйнування, описується наступними рівняннями.

$$\delta = 0{,}104 \cdot t_{ісп} + 0{,}105 \cdot \sigma + 0{,}002 \cdot \tau - \\ - 27{,}6 \cdot C_{екв} - 35{,}9 \cdot C_{екв}^{\ 2} + 16{,}8 \cdot C_{екв}^{\ 3} \quad , \qquad (2),$$

R=0,838; $F_{6/179}$=70,4> $F_{т(99\%)}$=1,5.

$$\tau_р = 88978 \cdot C_{екв} - 65387 \cdot C_{екв}^{\ 2} + \\ + 15611 \cdot C_{екв}^{\ 3} - 60{,}1 \cdot t - 29{,}3 \cdot \sigma \quad , \qquad (3),$$

R=0,858; $F_{5/35}$=19,5> $F_{т(99\%)}$=3,5.

Ефективність впливу факторів оцінювали по критерію Стьюдента [10], значення якого наведено в таблиці 2.

Таблиця 2. Значення критерія Стьюдента (t_{st}) факторів рівняння (2) і (3).
Table 2. The value of the Student's criterion (tst) factors of equations (2) and (3).

№ рівняння	$C_{екв}$	$C^2_{екв}$	$C^3_{екв}$	$t_{ісп}$	σ	τ
2 (δ)	4,7	5,0	6,2	2,0	4,4	2,9
3 ($\tau_р$)	5,1	4,9	4,1	4,2	4,9	-
Критичне значення критерія Стьюдента в умовах експериментів, при вірогідності 95%, складало 2,0						

Аналіз ефективності впливу факторів показав, що процес повзучості теплостійких сталей (δ), в умовах експерименту на 64% визначається їх хімічним складом, 7% температурою, 11% часом витримки, 18% напруженим станом. У випадку довготривалості вклад хімічного складу сталей складає 61%, температури – 18%, а напруження 21%.

З використанням отриманих закономірностей (2) і (3) порівняли ефективність впливу молібдену, ванадію та сумісного впливу ванадію та азоту на повзучість (рис. 1) і довготривалість (рис. 2) теплостійких сталей.

Результати виконаних досліджень показують, що ступінь зневіцнення теплостійкої сталі з азотом і ванадієм в процесі повзучості менше, ніж сталі з молібденом. Леговані молібденом стали, надають менше опір розвитку деформації (рис. 1) і, як наслідок, мають менший час до руйнування (рис. 2), ніж стали з азотом і ванадієм.

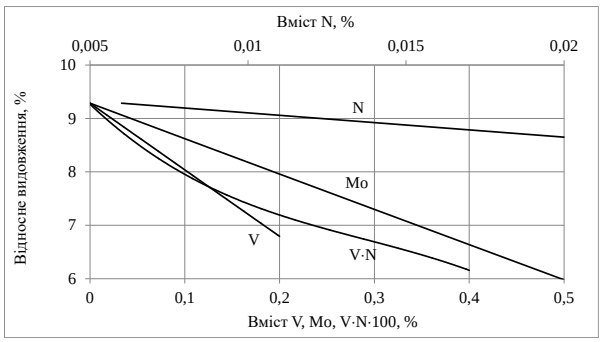


Рис. 1. Вплив хімічного складу на повзучість теплостійкої сталі після витримки протягом 1000 годин при температурі 300 ºС та напруженні 100 МПа. Базовий хімічний склад сталі (мас. частка %): C = 0,2; Si = 0,5; Mn = 0,5; Cr = 1,0; N = 0,006.

Fig. 1. The effect of chemical composition on the creep of heat-resistant steel after exposure for 1000 hours at a temperature of 300 ºC and a voltage of 100 MPa.

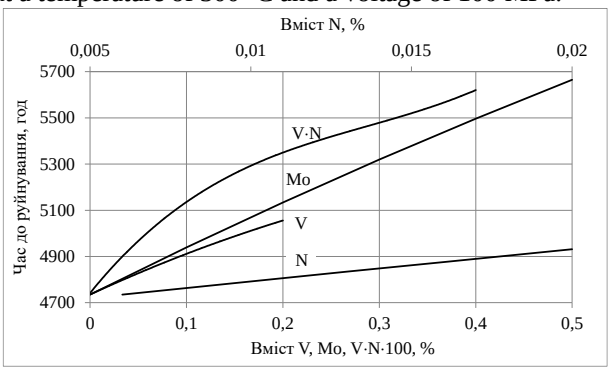


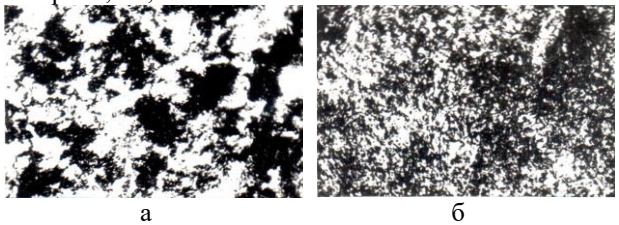
Рис. 2. Вплив хімічного складу на довготривалість теплостійкої сталі при температурі 500 ºС та напруженні 65 МПа. Базовий хімічний склад сталі (мас. частка %): C = 0,2; Si = 0,5; Mn = 0,5; Cr = 1,0; N = 0,006.

Fig. 1. The effect of chemical composition on the creep of heat-resistant steel after exposure for 1000 hours at a temperature of 500 ºC and a voltage of 65 MPa.

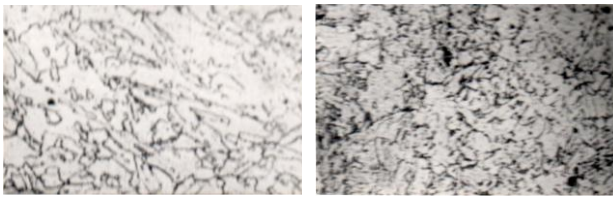
Металографічний аналіз показує, що сумісний вплив азоту і ванадію пов'язано з більш ефективною, ніж при легуванні молібденом, стабілізацією вторинної структури (рис. 3, 4). З рис. 4 видно, що процес коагуляції карбідів і нітридів в сталях з азотом і ванадієм отримує менший розвиток, ніж карбідів в сталях, які леговані молібденом.

Після поліпшення в сталей, що леговані молібденом, відзначаються карбіди розміром 0,03-0,3 мкм, які розподілені в обсязі і по межах зерен.

Тривалий нагрів призводить до збільшення розмірів карбідів в матриці і їх кількості по межах зерен (рис. 4 а, в). У ділянках біля меж і на межах зерен відзначається значне збільшення виділень карбідів розмірів 0,3-0,5 мкм.



а б

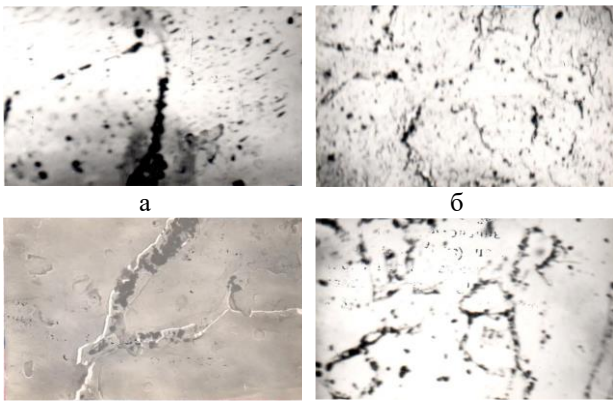


в г

Рис. 3. Мікроструктура теплостійких сталей після випробувань на тривалу міцність при температурі 500°С (а, б) и 600°С (в, г) і напруженні 180 МПа (а, б) и 100 МПа (в, г). а, б х 500; в, г х 400. Хімічний склад і режими термічної обробки сталей згідно з таблицею 1.: а - плавка 1; б- 2; в - 3; г - 4. Час до руйнування: а – 2383 год; б - 4390 год; в - 317 год; г - 578 год:

Fig. 3. Microstructure of heat-resistant steels after long-term strength tests at a temperature of 500 °C (a, b) and 600 °C (c, d) and a voltage of 180 MPa (a, b) and 100 MPa (c, d). a, b x 500; c, d x 400.

У сталях з азотом і ванадієм зміцнююча фаза розміром від 0,01 до 0,05 мкм розподіляється, в основному, в обсязі зерна (рис. 4 б). Після випробувань розмір часток збільшується до 0,02-0,07 мкм (рис. 4 г).



а б в г

Рис. 4. Розподіл вторинних фаз в теплостійких сталях до (а, б) і після (в, г) випробувань на тривалу міцність при температурі 600 ° С і напрузі 100 МПа. х 9000. Час до руйнування: в - 317 год; г - 578 год. Хімічний склад і режими термічної обробки сталей згідно з таблицею 1: а, в - плавка 3; б; г - 4.

Fig. 4. Distribution of secondary phases in heat-resistant steels before (a, b) and after (c, d) tests for long-term strength at a temperature of 600 ° C and a voltage of 100 MPa. x 9000.

Висновки

1. Результати виконаних експериментів показують, що з огляду на більш високу термодинамічну стійкість нітридів і карбонітридів ванадію, ніж його карбідів, а також карбідів молібдену, легування стали азотом і ванадієм можна розглядати як ефективний метод підвищення тривалої міцності теплостійкої сталі.

Список літератури

1. *Лепин Г. Ф.* Ползучесть металлов и критерии жаропрочности. Москва. Металлургия, 1976. 344 с.
2. *Куманин В. И.* Долговечность металла в условиях ползучести. Москва. Металлургия, 1988. 224 с.
3. *Антикайн П. А.* Металлы и расчет на прочность котлов и трубопроводов. Москва. Энергоатомиздат, 1990. 368 с.
4. *Березина Т. Г.* Диагностирование и прогнозирование долговечности металла теплоэнергетических установок. Киев. Техніка, 1991. 120 с.
5. *Меськин В. С.* Основы легирования стали. Москва. Металлургия, 1964. 684 с.
6. *Keller H., Krisch A.* Der Einfluss der Carbidausscheidungen aut das Kriechverhalten warmfester Chrom - Molybdan – Stahle. Arch. Eisenhutt. 1977. S. 49-53.
7. *Foldyna V., Brardil V., Prinka T.* Chemickeho slozeni a mikrostruktury na zarupevuast nizkolegovane oceli 0,5%Cr-0,5%Mo-0,5%V. Huetn. listy. 1974. 29, №7. S. 487-495.
8. *Foldyna V., Iokobova A., Prinka T.* Influence of microstructure on creep properties of low-alloy ferritic Cr-Mo-V steels. Creep strengthsteels and hign temp. alloys, Proc. Meet., Univ. Sheffield, 1972. London, 1974. P. 230-236.
9. Химическая энциклопедия: [в 5-и т.]. Гл. ред. И. Л. Кнунянц. Москва. Сов. энцикл., 1990. Т. 5. 783 с.
10. *Шведков Е. Л.* Элементарная математическая статистика в экспериментальных задачах материаловедения. Київ: Наукова думка, 1975. 111 с.

References

1. *Lepin G. F.* (1976). Metal creep of and heat resistance criteria. Moscow. Metallurgija. 344.
2. *Kumanin V. I., Kovaleva L. A., Alekseev S. V.* (1988). The durability of the metal under creep. Moscow. Metallurgija. 224.
3. *Antikajn P. A.* (1990). Metals and strength analysis of boilers and pipelines. Moscow. Jenergoatomizdat. 368.
4. *Berezina T. G., Bugaj N. V., Trunin I. I.* (1991). Diagnostics and prediction of the durability of metal heat power plants. Kyie. Tehnika. 120.
5. *Mes'kin V. C.* (1964). Basics of alloying steel. Moscow. Metallurgija. 684.
6. *Keller H., Krisch A.* (1977). Der Einfluss der Carbidausscheidungen aut das Kriechverhalten warmfester Chrom - Molybdan – Stahle. Arch. Eisenhutt., 9, 49-53.
7. *Foldyna V., Brardil V., Prinka T.* (1974). Vliv chemickeho slozeni a mikrostruktury na zarupevuast nizkolegovane oceli 0,5%Cr-0,5%Mo-0,5%V. Huetn. listy. 29, 7. 487-495.
8. *Foldyna V., Iokobova A., Prinka T.* (1974). Influence of microstructure on creep properties of low-alloy ferritic Cr-Mo-V steels. Proc. Meet. Univ. Sheffield “Creep strength steels and high temp. alloys”. London, 230-236.
9. *Knunyants I. L.* (Ed.). (1990) Chemical Encyclopedia. 1-5. Moscow. Sov. entsikl. 783.
10. *Shvedkov E. L.* (1975). Elementary mathematical statistics in experimental problems of materials science. Kyiv. Naukova dumka. 111.

INFLUENCE OF CHEMICAL COMPOSITION ON HEAT RESISTANCE OF STRUCTURAL STEEL

Ye. G. Aftandiliants

Abstract. It is based of process analysis of structural steel operation at elevated temperatures and stresses, it is established that their workability depends with the chemical composition of steels and operation stress, time, temperature. The heat-resistant structural steels alloying is aimed for reducing the intensity of softening processes, that is, the redistribution of the alloying elements between the solid solution and the separation phases, their coagulation and changes of the crystal structure defects. The results of the study of chemical composition effect, temperature, stress and operation time on the creep and durability of structural steels are presented in the article. Analytical dependences of the relative elongation in the creep process and time at which the destruction of the chemical composition of heat-resistant structural steels and such operational factors as temperature, stress and holding are calculated. It is established that the creep and durability of heat-resistant structural steels, in the experiment conditions, are determined by their chemical composition in quantity 61–64 %, temperature 7–18 %, holding time 11 %, stress state 18–21 %. Nitrogen and vanadium alloying have been shown to more effectively reduce the softening degree heat-resistant steel during creep process than the molybdenum alloy, since the coagulation process of carbides and nitrides in steels with nitrogen and vanadium receives less development than carbides in steels alloyed by molybdenum.

Key words: steel, heat resistance, chemical composition, temperature, stress, creep, durability.

ВЛИЯНИЕ ХИМИЧЕСКОГО СОСТАВА НА ТЕПЛОСТОЙКОСТЬ КОНСТРУКЦИОННОЙ СТАЛИ

Е. Г. Афтандилянц

Аннотация. На основе анализа процесса эксплуатации конструкционных сталей при повышенных температурах и напряжениях установлено, что их работоспособность зависит от химического состава сталей, напряжения, времени и температуры эксплуатации. Легирование теплостойких конструкционных сталей направлено на снижение интенсивности развития процессов разупрочнения, то есть перераспределения легирующих элементов между твердым раствором и фазами выделения их коагуляции и изменения дефектности кристаллической структуры. В статье приводятся результаты исследования эффективности влияния химического состава, температуры, напряжения и времени эксплуатации на ползучесть и долговечность конструкционных сталей. Рассчитаны аналитические зависимости относительного удлинения в процессе ползучести и времени, при котором происходит разрушение от химического состава теплостойких конструкционных сталей и

таких эксплуатационных факторов, как температура, напряжение и выдержка. Установлено, что ползучесть и длительная прочность теплостойких конструкционных сталей, в условиях эксперимента, на 61–64% определяется их химическим составом, 7–18% температурой, 11% продолжительностью испытаний, 18–21% напряженным состоянием. Показано, что легирование азотом и ванадием более эффективно снижает степень разупрочнения теплостойкой стали в процессе ползучести, чем легирования молибденом, поскольку процесс коагуляции карбидов и нитридов в сталях с азотом и ванадием получает меньшее развитие, чем карбидов в сталях, которые легированные молибденом.

Ключевые слова: сталь, теплостойкость, химический состав, температура, напряжение, ползучесть, долговечность.

Є. Г. Афтанділянц ORCID 0000-0001-5864-9855.

Machinery & Energetics. *Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020, Vol. 11, No 3, 89-93*
ISSN 2663-1334 (print), ISSN 2663-1342 (online), www.journals.nubip.edu.ua/index.php/Tekhnica

http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.03.089

УДК 631.363

ОБҐРУНТУВАННЯ ДОПУСТИМОГО ВІДХИЛЕННЯ ВИКОНАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОПЕРАЦІЙ В ПРОЦЕСІ ГОДІВЛІ ТВАРИН

В. С. Хмельовський

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція автора: khmelovskyi@nubip.edu.ua.

Історія статті: отримано – квітень 2020, акцептовано – серпень 2020.
Бібл. 10, рис. 1, табл. 0.

Анотація. Розглянуті питання виконання технологічних процесів приготування та роздавання кормової суміші, згідно із графіком виконання технологічних операцій тваринницького комплексу. Процеси приготування та роздавання кормової суміші, в значній мірі, знаходяться під впливом природно-кліматичних умов, а відповідно, щоденне виконання технологічних операцій має певні відхилення в часі згідно розпорядку роботи тваринницького комплексу. Однією з особливостей процесів приготування та роздавання кормової суміші є переміщення кормоприготувального агрегату між сховищами кормів за різних погодних умов, які впливають на швидкість руху агрегату. За результатами оцінки характеру затримок виконання технологічних операцій в процесах приготування та роздавання кормової суміші, методом математичного моделювання, визначено вплив на продуктивність тварин, обґрунтовані оптимальні, з точки зору зоотехнічних вимог, інтервали затримки виконання операцій, при яких тварини не втрачають продуктивність та запропоновано шляхи їх компенсації при виконанні технологічних процесів.

Результати літературних досліджень свідчать, що затримка у роздаванні кормової суміші більше 10 хвилин, приводить до стрімкого зростання втрат молочної продуктивності тварин, а час на їх відновлення складає близько 4-5 діб.

На основі проведених досліджень доведено, що компенсувати затримки виконання технологічних операцій процесів приготування та роздавання кормової суміші можна часом, який припадає на змішування кормових компонентів, і може бути частково або повністю скорочений, (за умови одночасного виконання операцій транспортування, від останнього завантаження кормового компонента та змішування).

Розрахунок максимального часу відхилення виконання процесів приготування та роздавання кормової суміші, проведений методом математичного моделювання, визначив, що максимальна тривалість затримки, з врахуванням часу, на який тварини не реагують, може становити 22-27 % від часу приготування кормової суміші.

Ключові слова: годівля тварин, технологічний процес, графік роботи, приготування кормів, роздавання кормової суміші.

Постановка проблеми

Високі показники в галузі тваринництва залежать не тільки від продуктивного племінного стада та кормової бази, а й від високопродуктивного устаткування та обладнання, що забезпечує виконання технологічних процесів [1, 2]. На сьогодні, одним із важливих напрямів підвищення продуктивності великої рогатої худоби є професійне використання сучасних засобів для годівлі тварин, за допомогою яких можна приготувати та роздати збалансовані кормові суміші [3].

В скотарстві основним способом утримання корів є безприв'язний (більш ніж 95 % ферм промислового виробництва продукції) [4, 5]. За даного способу є можливість використовувати сучасні способи приготування і роздавання кормів, що дозволяє зменшувати затрати праці на виробництво 1 ц. м'яса до 0,2-0,6 люд.-год.

На фермах з сучасними технологічними рішеннями для приготування кормів використовують мобільні кормоприготувальні агрегати (міксер). Провівши відповідні розрахунки продуктивності кормоприготувальних агрегатів можна стверджувати, що одна машина з об'ємом бункера у 8 $м^3$ може забезпечити кормовою сумішкою, залежно від кратності роздавання, 200-400 корів, при цьому, відповідно до зоотехнічних вимог, тривалість приготування та роздавання кормів не буде більше 1,5-2,0 год. [3].

Процеси кормоприготування та роздавання суміші тваринам полягають у виконанні технологічних заходів (дій, операцій), спрямованих на кормову сировину, що обробляється, з метою надання їй нових властивостей.

При виборі технології кормоприготування та роздавання кормової суміші тваринам, доцільно дотримуватись рекомендацій, які передбачають не погіршення умов виконання наступного

технологічного процесу, наприклад, гноєприбирання та виконувати усі технологічні операції згідно розпорядку роботи тваринницького підприємства [4, 5, 6, 7].

Аналіз останніх досліджень

Молочна продуктивність тварин, в значній мірі залежить від чіткого дотримання графіку виконання технологічних операцій, а саме, процесу годівлі.

Величина втрат продуктивності тварин залежить від місця операції в технологічному процесі приготування та роздавання кормів, а також, тривалості затримки кожної операції.

Як відомо з літературних джерел [8], затримка у роздаванні кормової суміші до 10 хвилин суттєво не впливає на втрати продуктивності тваринами. При затримці більше 10 хвилин, стрімко зростають втрати молочної продуктивності тварин, а час на їх відновлення складає близько 4-5 діб.

З метою прогнозування кінцевої продуктивності тварин, внаслідок затримки виконання технологічних операцій процесу годівлі тварин, використовують математичне моделювання. Воно дозволяє вивчити кількісні взаємозв'язки і взаємозалежності системи, яка моделюється і вдосконалювати її подальший розвиток і функціонування. Але для того, щоб моделювання стало діючим інструментом пізнання, необхідно правильно побудувати математичну модель, адекватну системі, що вивчається.

Процес приготування кормів до згодовування достатньо повно піддається математичному моделюванню, оскільки є стабільним у послідовності виконання операцій, а машини, які використовуються, мають високу продуктивність, відповідно час затримок можна згладити часом виконання наступних операцій. Проте, цей час має також обумовленні відхилення [9, 10].

Математична модель являє собою систему математичних виразів, які з певною точністю описують явища і процеси, що відбуваються в реальності на тваринницькому комплексі.

Мета досліджень

Метою роботи було: дослідити можливість виконання виробничих процесів приготування та роздавання кормової суміші тваринам, згідно графіку роботи тваринницького комплексу, без втрат продуктивності тварин.

Для дослідження виконання технологічних операцій використовувався мобільний комбінований кормоприготувальний агрегат, виробництва ТДВ «Брацлав», з об'ємом бункера 9 м^3, який урухомлювався від валу відбору потужності трактора МТЗ-80 та грейферний навантажувач, на базі трактора МТЗ-80 [3]. Об'єм бункера дає змогу приготувати разову порцію корму для 200 голів дійного стада. Зміна норми видачі кормової суміші регулювалась висотою відкриття вивантажувального вікна та шляхом зміни швидкості руху агрегату.

Для визначення часу, який припадає на виконання технологічних операцій, використовували багатоканальний електронний таймер. Дослідження проводились при різних температурних режимах навколишнього середовища від – 12 ºС до + 23 ºС та сніжним покровом, в зимовий період, і дощем у весняний.

Результати досліджень

Процеси приготування та роздавання кормової суміші в значній мірі знаходяться під впливом природно-кліматичних умов, а відповідно, щоденне виконання технологічних операцій мають певні відхилення в часі, згідно розпорядку роботи тваринницького комплексу. Однією з особливостей процесів у приготуванні та роздаванні кормової суміші є переміщення кормоприготувального агрегату між сховищами кормів, за різних погодних умов, які впливають на швидкість руху агрегату. На основі проведених досліджень сформульовані залежності для визначення допустимого часу затримки T_i, виконання основних технологічних операцій приготування та роздавання кормової суміші тваринам.

Допустимий час затримки операцій $T_{зоі}$, пов'язаних із завантаженням та обробітком кормових компонентів, становить

$$T_{зоі} = \frac{P_{раз.ік}}{W_{мі}} + k_{мі} - t_{нор.дняі}, \quad (1)$$

де $P_{раз.ік}$ – разова кількість i-го корму, кг;

$W_{мі}$ - продуктивність машини, яка виконує i-ту технологічну операцію, кг/год.;

$k_{мі}$ – затримка проведення i-ої операції, год.;

$t_{нор\ дняі}$ – нормативний час, за який виконується завантаження та обробка i-го корму разової годівлі тварин, год.

Допустимий час затримки операцій $T_{трі}$, пов'язаних із переїздами між сховищами та до місця роздавання

$$T_{трі} = \frac{L_{кормі}}{V_{агртр}} + k_{мі} - t_{нор.пер.і}, \quad (2)$$

де $L_{корм\ і}$ – відстань між сховищами та до місця роздавання, км;

$V_{агртр}$ – швидкість руху агрегату при виконанні операції, км/год.;

$t_{нор.пер.і}$ – нормативний час, за який виконується переїзд між сховищами та до місця роздавання корму при разовій годівлі тварин, год.

Допустимий час затримки операцій $T_{зом}$ пов'язаних із змішуванням кормових компонентів:

$$T_{зом} = \frac{P_{раз}}{W_{мі}} + k_{мі} - t_{зм.тіп}, \quad (3)$$

де $P_{раз}$ – разова кількість кормової суміші, кг;

$t_{зм.тіп}$ – час, за який виконується змішування кормових компонентів, до мінімально допустимого показника, згідно зоотехнічних вимог, год.

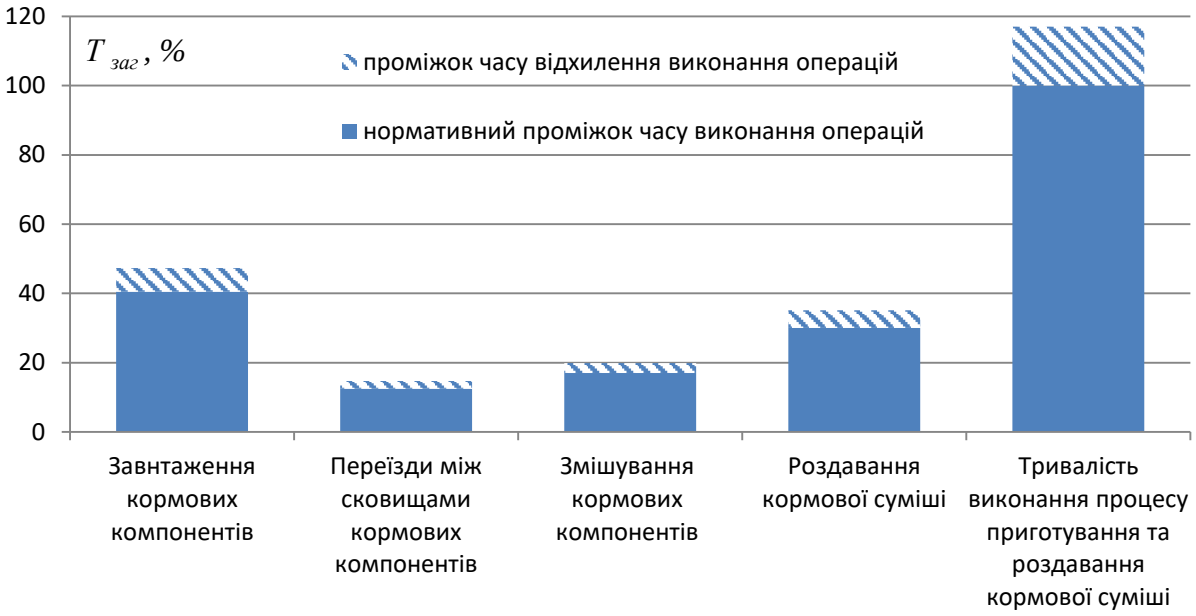


Рис. 1. Час, що припадає на виконання технологічних операцій процесів приготування та роздавання кормів.
Fig. 1. Time to perform technological operations of feed preparation and distribution processes.

Час, який припадає на процес змішування кормових компонентів, може бути частково або повністю скорочений, (за умови одночасного виконання операцій транспортування, від останнього завантаження кормового компонента та змішування).

Час затримки операцій $T_{роз}$, пов'язаних із роздаванням кормової суміші:

$$T_{роз} = \frac{P_{раз}}{W_{мі}} + k_{мі} - t_{роз.дніяі}, \quad (4)$$

де $t_{роз.\ дніяі}$ – нормативний час, за який виконується роздавання разової кількості кормової суміші, год.

Загальний час затримки процесу $T_{заг}$ приготування та роздавання кормової суміші:

$$T_{заг} = T_{зоі} + T_{трі} + T_{зом} + T_{роз} - t_{раз.дня}, \quad (5)$$

де $t_{раз\ дня}$ – час, за який виконується разове приготування та роздавання кормів тваринам, згідно розпорядку дня тваринницького підприємства, год.

Максимально допустимий час $T_{заг}$ затримки процесу роздавання кормової суміші, до початку споживання тваринами, становить 0,17 год. (рис. 1).

Відставання в часі, при виконанні технологічних операцій, можна скоротити завдяки плануванню використання однотипного агрегату, наприклад, навантажувача, який має різну продуктивність на різних кормових компонентах.

Середня продуктивність $U_{сер}$ тварин, без затримки процесів приготування та роздавання кормової суміші визначається за формулою:

$$U_{сер_i} = (\sum_{i=1}^{I} U_{рд}) / d_i, \quad (6)$$

де $U_{рд}$ – разова молочна продуктивність тварин кожного дня, при вчасному виконанні годівлі тварин;

d_i – кількість днів вчасного виконання годівлі тварин.

Показник зниження молочної продуктивності тварин $k_{зв}$, при не вчасному виконанні годівлі тварин визначається за формулою:

$$k_{зв_i} = 1 - \left(\frac{U_{сер_i}}{U_{зпт}} \right), \quad (7)$$

де $U_{зпт}$ – запланована молочна продуктивність тварини.

Загальний показник зниження молочної продуктивності стада тварин розраховується наступним чином:

$$k_{заг.зв} = \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{k_{зв_i}}{n} \right), \quad (8)$$

де n – кількість тварин в стаді, шт.

Загальний показник зниженої молочної продуктивності стада тварин становить:

$$k_{заг.зв.ст} = 1 - \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{k_{зв_i}}{n} \right). \quad (9)$$

Фактична молочна продуктивність тварин, при затримці виконання технологічних операцій обчислюється:

$$U_{ф.д} = U_{зпт} - (U_{зпт} \cdot k_{зв_i}). \quad (10)$$

Моделі ґрунтуються на використанні узагальнених властивостей природно-виробничих умов, технологічних процесів та машинних агрегатів для приготування кормової суміші.

Висновки

1 Результати літературних досліджень свідчать, що затримка у роздаванні кормової суміші більше 10 хвилин, приводить до стрімкого зростання втрат молочної продуктивності тварин, а час на їх відновлення складає близько 4-5 діб.

2. На основі проведених досліджень доведено, що компенсувати затримки виконання технологічних операцій процесів приготування та роздавання кормової суміші можна часом, який припадає на змішування кормових компонентів, і може бути частково або повністю скорочений, (за умови одночасного виконання операцій транспортування, від останнього завантаження кормового компонента та змішування).

3. Розрахунок максимального часу відхилення виконання процесів приготування та роздавання кормової суміші, проведений методом математичного моделювання, визначив, що максимальна тривалість затримки, з врахуванням часу на який тварини не реагують, може становити 22-27 % від часу приготування кормової суміші.

Список літератури

1. *Костенко В. І.* Скотарство і технологія виробництва молока та яловичини. Київ. Урожай, 1995. 472 с.

2. *Костенко В., Угнівенко А., Носевич Д., Антонюк Т.* Сучасні технології виробництва молока у країнах ЄС та перспективи впровадження їх в Україні. Збірник наукових праць. Камянець-Подільський. 2010. Вип. 18. Серія «Технологія виробництва і переробки продукції тваринництвая». С. 94-97.

3. *Хмельовський В. С.* Забезпечення процесів приготування та роздавання кормів для ВРХ на сімейних фермах. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2018. Вип. 297. С. 135-139.

4. *Кравчук В. І., Луценко М. М., Мечта В. П.* Прогресивні технології заготівлі, приготування і роздавання кормів. Київ. Фенікс, 2008. 104 с.

5. *Окопний О. М.* Відродження тваринництва в Україні та напрями його розвитку. Економіка АПК. 2003. № 5. С. 8-14.

6. *Костенко В., Мельничук Д., Богданов Г., Ібатуллін І., Кандиба В.* Методичні рекомендації з годівлі високопродуктивних корів. Київ. Видавничий центр НАУ, 2006. 38 с.

7. *Костенко В. І., Маньковський А. М.* Рівень годівлі та продуктивність корів, що зумовлюють прибутковість виробництва молока. Науковий вісник НАУ. Київ, 2004. № 74. С. 238-241.

8. *Мкртумян В. С., Шангин Г. Ф.* Влияние надежности оборудования кормоцехов на продуктивность молочного стада. Сибирский вестник с.-х. наук. 1978. № 1. С. 63-67.

9. *Войтюк В. Д., Мельник І. І., Шатров Р. В., Опалко В. Г., Солтисюк В. І., Марченко В. В., Шимко Л. С.* Експлуатація машинно-тракторного парку в агропромисловому комплексі /. Ніжин: ТОВ «Видавництво «Аспект-Поліграф», 2016. 632 с.

10. *Войтюк В. Д., Гречкосій В. Д., Шатров Р. В., Опалко В. Г., Бешун О. А., Чвартацький І. І., Марченко В. В.* Технологічно-транспортні процеси у виробництві продукції рослинництва: навчальний посібник. Ніжин: ТОВ «Видавництво «Аспект-Поліграф», 2017. 928 с.

References

1. *Kostenko V. I.* (1995). Livestock and milk and beef production technology. Kyiv. Harvest. 472.

2. *V. Kostenko, A. Uhnivenko, D. Nosevych, T. Antonyuk* Modern technologies of milk production in EU countries and prospects of their implementation in Ukraine. Collection of scientific works. Kamyanets-Podilsky. 18. Series «Technology of production and processing of livestock products». 94-97.

3. *Khmelovskyi V. S.* (2018). Ensuring the preparation and distribution of feed for cattle on family farms. Scientific Bulletin of the National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: machinery and energy of agro-industrial complex. Kyiv. 297. 135-139.

4. *Kravchuk V. I., Lutsenko M. M., Mechta V. P.* (2008). Progressive technologies of procurement, preparation and distribution of feed: [scientific and practical manual]. Kyiv. Phoenix. 104.

5. *Okopny O. M.* (2003). Revival of animal husbandry in Ukraine and directions of its development. Economics of agro-industrial complex. 5. 8-14.

6. *V. Kostenko, D. Melnychuk, G. Bogdanov, I. Ibatullin, V. Kandyba* (2006). Methodical recommendations for feeding highly productive cows. Kyiv: NAU Publishing Center. 38.

7. *Kostenko V. I., Mankovsky A. M.* (2004). The level of feeding and productivity of cows, which determine the profitability of milk production. Scientific Bulletin of NAU. Kyiv. 74. 238-241.

8. *Mkrtumyan V. S., Shangin G. F.* (1978). Influence of reliability of the equipment of feed shops on productivity of a dairy herd. Siberian Bulletin of Agriculture Science. 1. 63-67.

9. *V. D. Voytiuk, I. I. Мельник, R. B. Shatrov, V. G. Opalko, V. I. Soltisyuk, V. V. Marchenko, L. S. Shimko* (2016). Operation of machine-tractor park in the agro-industrial complex. Nizhyn: Publishing House "Aspect-Polygraph". 632.

10. *V.D. Voytiuk, V.D. Grechkosiy, R.V. Shatrov, V.G. Opalko, O.A. Beshun, I.I. Chvartatsky, V.V. Marchenko* (2017). Technological and transport processes in the production of crop products: a textbook. Nizhyn: Publishing House "Aspect-Polygraph". 928.

ОБОСНОВАНИЕ ДОПУСТИМОГО ОТКЛОНЕНИЯ ВЫПОЛНЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОПЕРАЦИЙ В ПРОЦЕССЕ КОРМЛЕНИЯ ЖИВОТНЫХ

В. С. Хмелевский

Аннотация. Рассмотрены вопросы выполнения технологических процессов приготовления и раздачи кормовой смеси, согласно графику выполнения

технологических операций животноводческого комплекса. Процессы приготовления и раздачи кормовой смеси, в значительной степени находятся под влиянием природно-климатических условий, а соответственно, ежедневное выполнение технологических операций имеет определенные отклонения во времени согласно распорядку работы животноводческого комплекса. Одной из особенностей процессов приготовления и раздачи кормовой смеси является перемещение кормоприготовительного агрегата между хранилищами кормов при различных погодных условиях, влияющих на скорость движения агрегата. По результатам оценки задержки выполнения технологических операций в процессах приготовления и раздачи кормовой смеси, методом математического моделирования, определено влияние на продуктивность животных, обоснованные оптимальные, с точки зрения зоотехнических требований, интервалы задержки выполнения операций, при которых животные не теряют производительность и предложены пути их компенсации при выполнении технологических процессов.

Результаты литературных исследований свидетельствуют, что задержка в раздаче кормовой смеси более 10 минут, приводит к стремительному росту потерь молочной продуктивности животных, а время на их восстановление составляет около 4-5 суток.

На основании проведенных исследований доказано, что компенсировать задержки выполнения технологических операций процессов приготовления и раздачи кормовой смеси можно временем, которое приходится на смешивание кормовых компонентов, и может быть частично или полностью сокращено, (при условии одновременного выполнения операций транспортировки, от последней загрузки кормового компонента и смешивания).

Расчет максимального отклонения выполнения процессов приготовления и раздачи кормовой смеси, проведенный методом математического моделирования, определил, что максимальная продолжительность задержки, с учетом времени, на которое животные не реагируют, может составлять 22-27 % от времени приготовления кормовой смеси.

Ключевые слова: кормление животных, технологический процесс, график работы, приготовления кормов, раздача кормовой смеси.

JUSTIFICATION OF PERMISSIBLE DEVIATION OF PERFORMANCE OF TECHNOLOGICAL OPERATIONS IN PROCESS OF FEEDING ANIMALS

V. S. Khmelovskyi

Abstract. The issues of implementation of technological processes of preparation and distribution of feed mixture, according to the schedule of technological operations of the livestock complex are considered. The processes of preparation and distribution of the feed mixture are largely influenced by natural and climatic conditions, and accordingly, the daily performance of technological operations has certain deviations in time according to the routine of the livestock complex.

One of the features of the processes of preparation and distribution of the feed mixture is the movement of the feed preparation unit between the feed storages under various weather conditions that affect the speed of the unit. Based on the results of evaluating the delay in the execution of technological operations in the preparation and distribution of the feed mixture, using the method of mathematical modeling, the influence on the productivity of animals was determined, justified optimal, from the point of view of zootechnical requirements, delay intervals in the execution of operations in which animals do not lose productivity and ways of their compensation are proposed when performing technological processes.

The results of literary studies indicate that a delay in the distribution of the feed mixture for more than 10 minutes leads to a rapid increase in the loss of milk production of animals, and the time for their recovery is about 4-5 days.

On the basis of the studies carried out, it has been proved that it is possible to compensate for the delays in the execution of technological operations of the preparation and distribution of the feed mixture by the time that falls on the mixing of the feed components, and can be partially or completely reduced, (provided that transportation operations are performed simultaneously, from the last load of the feed component and mixing).

The calculation of the maximum deviation in the execution of the processes of preparation and distribution of the feed mixture, carried out by the method of mathematical modeling, determined that the maximum duration of the delay, taking into account the time to which the animals do not react, can be 22-27% of the preparation time of the feed mixture.

Key words: animal feeding, technological process, work schedule, feed preparation, feed mixture distribution.

В. С. Хмельовський ORCID 0000-0002-6018-8821.

Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020, Vol. 11, No 3, 95-100
ISSN 2663-1334 (print), ISSN 2663-1342 (online), www.journals.nubip.edu.ua/index.php/Tekhnica

http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.03.095

УДК 567.1

EVALUATION OF MOTOR TRANSPORT ENTERPRISE INVESTMENT POTENTIAL

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 – April 2020, Accepted – August 2020.
Bibl. 10, fig. 0, tabl. 5.

Abstract. In the present circumstances, increasing of the motor transport enterprises efficiency contributes to the growth of its own competitiveness, has a significant influence on the competitiveness of their counterparties and the general level of competitiveness of the country's economy too. Therefore, the issue of improving the methods of evaluation of motor transport enterprises efficiency and search for new approaches of measuring of their investment potential is relevant.

The purpose of the article is to develop economic and mathematical methods for evaluation of motor transport enterprise investment potential

The approach to generalizing the system of indicators for evaluation of motor transport enterprise investment potential was developed in the article. Procedure for conducting an investment potential analysis is based on the calculation of qualitative and quantitative indicators of the efficiency of motor transport enterprises activity. Function of desirable is the main tool of this methodological approach, that is complemented by the integrated coefficient calculation and using an objective-structural approach to reduce the subjectivity of non-formalized indicators.

The proposed integrated indicator of the motor transport enterprise investment potential level gives an opportunity to comprehensively approach to an activity efficiency and enterprise management evaluation and identify the individual processes that need to be improved. Realization of the developed measures gives an opportunity to increase the overall efficiency of a motor transport enterprise management and increase its investment attractiveness for potential investors.

Key words: motor transport enterprise, efficiency, investment potential, integrated indicator, complex analysis.

Introduction

Under modern economic conditions and globalization processes, the enterprise has been increasingly becoming a complex, dynamic system which is able to improve and self-organize on account of increasing the efficiency of production processes. The importance of efficiency in production, investment and financial activities, the equilibrium and flexibility of strategic and tactical management decisions of business entities have been objectively increasing.

Formulation of problem

For the enterprises in the motor transport sector, as participants in the production processes for the movement of various cargoes in space and time, the responsibility for management decisions taken and the consequences of their economic activity has a special meaning. Since, their effectiveness contributes not only to the growth of their own competitiveness, but also significantly affects the competitiveness of customer enterprises and the overall level of the country's economy competitiveness. Thereby the role of operational analysis of the activity of the motor transport enterprise which should occupy a central place in the enterprise management system in general.

Analysis of recent research results

Features of performance evaluation and realization of investment potential of motor transport enterprises have been highlighted in the writings of AV Bazylyuk [1], VP Gudkova [2], O.D. Shcherban [3]. Modern approaches to assessing the logistic activity of enterprises are devoted to the attention in the works of T. Wang [4], J. Koyla [5], R. Larina [6] and others [7-10]. But these directions of analysis can provide only internal decision making on the effective the enterprise potential usage, the need for innovation, and respectively investment needs (real or financial). For potential investors, these data are not enough or in reverse their versatility and diversity do not make it clear if the company is attractive for investment and if so, to what extent is it. That is an investor faces uncertainty while making a decision which can lead to worse consequences than a false decision. Therefore, there is a need for

continuous improvement of evaluation methods and analysis of new approaches regarding measuring the investment potential of motor transport enterprises.

Purpose of research

The purpose of research is economic-mathematical methods development for assessing of a motor transport enterprise investment potential, searching for a new tools for determining its level.

Research results

Increasing the efficiency of motor transport enterprises, the ability to adapt to modern requirements, and respectively the ability to keep up a high level of development in the long run are the main criterion for ensuring the formation of prerequisites for the progressive and sustainable development of both the transport industry and the Ukrainian economy. The transformation of social relations and the formation of the knowledge economy are especially actualizing the question of assessing the level of efficiency of motor transport enterprises as they have a specific two-way role in economic processes. On the one hand they are the service industry which is providing transport services to organizations and population. On the other hand, carrying out transit it is a branch of material production, since they continue the production process and recently they are increasingly taking on non-transport functions, freeing consumers from sales and distribution operations. So shipping ceases to be a separate sector of the economy. Given this the level of performance of the functions of the motor transport enterprise significantly depends on the availability of certain knowledge and the ability to use them as innovative products and technologies. Combination of transport services and logistics services is one of these modern technologies, that is the creation of enterprises capable of of giving integrated transport and logistics services, since "increasing the efficiency of transport can change the overall efficiency of the logistics system" [7, p. 1671]. Under such conditions the content of the activity of transport enterprises changes itself which is now determined not so much by the technical and commercial exploitation of vehicles, how the ability to effectively manage product and information flows whose quality are extend depended on the qualifications and skill of the staff. The estimation of investment potential level of such enterprise should accordingly take into account not only economic and technical indicators, because they do not take into account many important intangible benefits and substantial intangible costs which accompany transport activities. Beside that it is important to integrate into the system and indicators of the implementation of specific logistic actions and indicators of the professional characteristics of employees. So the general system of criteria for investment potential of motor transport enterprises should take into account the indicators of both internal and external influences, and therefore it should be more complex and balanced.

Complexity in this section suggests a comprehensive assessment of the enterprise economic potential, or, in other words, it allows to provide identification of its place in the economic environment of the industry, region, etc. For the complex analysis of the enterprise it is typical estimation of trends of the most common indicators, which characterize its condition from different directions. In return, "the balance determines the company's ability to achieve the purpose of the activity, since the different levels of individual components development of potential opportunities complicates, or even makes it impossible the process of effective operation of the enterprise " [8, p. 72]. And in aggregate the usege of both criteria makes it possible to build a holistic system for estimation of enterprise activity efficiency which most accurately reflects its investment potential.

An approach that most closely meets these requirements when making managerial decisions under uncertainty is a cognitive approach which aimed at identifying dependencies and patterns of potential and behavior of the business entity. It essentially relies on both the management system and the human consciousness and takes into account both internal and external factors that have an impact on the enterprise. That is, it simultaneously uses both SWOT-analysis to identify the strengths and weaknesses of the enterprise and PEST-analysis to assess the external economic situation.

However, the effectiveness of such analysis depends on the possibility of constructing an adequate system of unambiguity of the mathematical processing interpretation results of a defined group of target indicators in order to prevent and avoid the double-meaning of the conclusions, contradictions in the views of individual experts regarding the object state identification of research. In order to ensure an adequate transfer of the quantitative value of the generalizing indicator of the motor transport enterprise efficiency we used the so-called desirable function (Harrington scale) in our qualitative assessment [9].

Table 1. Characteristics of investment potential.

Performance level values	Characteristics of investment potential levels
1.00 – 0.80	High level of investment potential
0.80 – 0.63	Average level of investment potential
0.63 – 0.37	The level of investment potential below average
0.37 – 0.20	Low level of investment potential
0.20 – 0.00	Unacceptable level of investment potential

Source: Harrington E.C.Jr. The desirability Function / E.C.Jr. Harrington // Industrial Quality Control, 1965. April. V. 21. № 10. pp. 494-498

Analysis procedure by using the desirability consists of three stages:

1. Analysis options selection;
2. Parameter values obtaining;
3. Merging of the obtained values into the generalized indicator, which characterizes the current level of investment potential in general.

The choice of specific methods and criteria for assessing the economic efficiency of vehicles companies first of all depends on the specifics of the situation and customer needs analysis. We proposed to use five groups of indicators as the general criteria of the integrated performance appraisal of vehicles enterprises.

1) economic potential of the Company (e);
2) technical potential of the Company (T);
3) organizational and intellectual potential of the Company (O);
4) Information potential of the Company (i)
5) External operating conditions of the Company (Z).

According to the absolute value of the fading integrated indicator is calculated by:

$$Z = \alpha_E \times \sum_{i=1}^{n} \beta_i^E \times E_i + \alpha_T \times \sum_{i=1}^{n} \beta_i^T \times T_i + \alpha_I \times \sum_{i=1}^{n} \beta_i^I \times I_i + \alpha_O \times \sum_{i=1}^{n} \beta_i^O \times O_i + \alpha_Z \times \sum_{i=1}^{n} \beta_i^Z \times Z_i, \quad (1)$$

where – α_i – the coefficients of the research directions;

β_i – The coefficients of weight targets in separate directions.

Each group, in its turn, is formed from the parameters of the group, which together meet the requirements of the complex characteristics of the company current state and the prospects for its development in terms of development goals balance. In this case usage of a large number of indicators on the one hand can cause loss of time for mathematical and analytical maintenance of the investigations of functionally interdependent indicators, and on the second hand in the case of lack of interdependence between them lead to a large error in calculations. Therefore, it is offered reasonable usage (sufficient) of quantity (3), (4) indicators that are closely correlated with each other. The formula of the company's capacity to achieve a defined potential in groups is:

$$K_{\text{м}}^{i} = \frac{\sum_{1}^{n} X_i \times \alpha_i}{n} \quad (2)$$

where R_i – is the level of the indicator; α_i – the significance of the indicator;

n-is the number of indicators within the corresponding component of potential opportunities of the company.

Moreover, by the condition we assume: increasing of a separate indicator X_i is connected with the efficiency increasing of considered motor transport company activity. If there is an opposite tendency for this metric, then in the analysis it should be replaced with the associated opposite value.

Each indicator X_i compares the level of its significance for analysis r_i. To estimate this level, you need to arrange all the indicators in descending order of significance so that rule out

$$r_1 \geq r_2 \geq \ldots r_N \quad (3)$$

Ranking occurs using the Fishburne's rule [10]:

$$r_i = \frac{2(N - i + 1)}{(N - 1)N} \quad (4)$$

To assess the effectiveness and level of investment potential of vehicles enterprises we build a system of 15 most important, in our opinion, for the automotive transport industry indicators.

Table 2. Performance indicators and level of investment potential of vehicles enterprises.

№	Indicator	Capacity Group	Weight of the group	Calculation method
X1	Coverage coefficient	Financial	4	Formal
X2	Profitability Rate			
X3	Its provision coefficient			
X4	Wear coefficient of production facilities	Technical	4	
X5	The coefficient of transport performance			
X6	The coefficient of transport costs			
X7	Level of information support	Information	3	
X8	Number of sources of information			
X9	Number of users information			
X10	Business reputation of the enterprise	Organizational-intellectual	3	Informal
X11	Management level of the enterprise			
X12	Qualification level of company employees			
X13	The level of investment attractiveness of the region in which the company operates	External conditions of operation of the	2	
X14	Development of market institutions in the country where the company operates			

X15	Conditions of operation of transport for the natural-ecological state of the region	enterprise		

Source: Compiled by author

And if the indicators of the first three groups are calculated by the formalized methods of describing analytical procedures on the basis of clear dependencies on the use of the mathematical apparatus of economic and financial analysis, the last two figures take into account the subjectivity mal constructed depending on the logical level of the use of expert opinions and assessments, and therefore can be subjective.

To reduce the subjectivity of indicators of the last two groups is possible by means of objectively-structural approaches. In particular, those based on the rules of Fuzzy logic. Fuzzy-multiple method uses linguistic quantities and expressions to describe a defined potential of the company and it is ideally suited for planning factors in time, when their future assessment is blurred and has insufficient grounds for reliability. The task of deviations in the factors causes or consequences in the form of fuzzy sets is used in cases where an expert cannot accurately determine the deviation of the factor-consequences caused by a deviation of a factor. The function of affiliation of the value of the deviation of the factor-effect is given by a fuzzy set:

$$\mu_{[0;1]}(X_s^r) = \{X_{s_1}^r / V_1, X_{s_2}^r / V_2, ..., X_{s_n}^r / V_n\} \quad (5)$$

where, . $X_{s_1}^r, ..., X_{s_n}^r$ – value factor after increasing,

$V_1, ..., V_n$ – subjective estimates of possibility of corresponding increments of factor at a given increment of factor-cause.

According to the unclear of plural approach, the classification of the current values of X indices as criteria for splitting the full set of its values into a subset of V are constructed.

Table 3. Taxonomy of current x values.

Name of indicator	Subset criterion				
	B_{i1}	B_{i2}	B_{i3}	B_{i4}	B_{i5}
X_1	$x_1<b_{11}$	$b_{11}< x_1<b_{12}$	$b_{12}< x_1<b_{13}$	$b_{13}< x_1<b_{14}$	$b_{14}< x_1$
…	…	…	…	…	…
X_N	$x_N<b_{N1}$	$b_{N1}< x_N<b_{N2}$	$b_{N2}< x_N<b_{N3}$	$b_{N3}< x_N<b_{N4}$	$b_{N4}< x_N$

Source: Compiled by the author on the basis of vague-of plural approach.

Further, the assessment of the current level of indicators is conducted and the classification of their values, where $\lambda_{ij} = 1$, if $b_{i(j-1)}<x_i<b_{ij}$, i $\lambda_{ij} = 0$, and $\lambda_{ij} = 0$ otherwise (when the value does not fall into the selected classification range), and the obtained results are reduced in the table.

Table 4. Classification of the level of indicators.

Name of indicator	Classification result for subsets				
	B_{i1}	B_{i2}	B_{i3}	B_{i4}	B_{i5}
X_1	λ_{11}	λ_{12}	λ_{13}	λ_{14}	λ_{15}
…	…	…	…	…	…
X_N	λ_{N1}	λ_{N2}	λ_{N3}	λ_{N4}	λ_{N5}
weight (g)	0,1	0,3	0,5	0,7	0,9

Source: Compiled by the author on the basis of vague-of plural approach.

Completing formal arithmetic actions to assess the level of potential g:

$$g = \sum_{j=1}^{5} g_j \sum_{i=1}^{N} r_i \lambda_{ij} \quad (6)$$

We classify the obtained values of the degree of their level on the database table.

Table 5. Classification of current value of G indicator.

G-Value Interval	Subset
0.8 < g < 1	G5-Extremely high level
0.6 < g < 0.8	G4-High Level
0.4 < g < 0.6	G3-Medium level
0.2 < g < 0.4	G2-Minor level
0 – 0.2	G1-Extremely low level

Source: Compiled by the author on the basis of vague-of plural approach.

Thus, our conclusion about the level of potentials of the motor transport enterprise of the third and fourth groups acquires a linguistic form. So, as a result of the above procedures it is possible to become an attempt to combine and formalized methods of analyzing the potential of the motor transport company to the effective activities.

Conclusions

1. The developed approach generalizes a system of indicators of evaluation of investment potential of a motor transport enterprise and serves as a tool for determining its level. The procedure for carrying out an analysis of the effectiveness of the organization of transportation, based on the calculation of qualitative and quantitative performance indicators, the main tool of the proposed methodological approach is the desirability function, supplemented by the calculation of the integrated coefficient.

2. The proposed integrated indicator of the level of investment potential of an automobile enterprise gives an opportunity to comprehensively approach to the estimation of activity and management of an enterprise and to specify separate processes which need to be improved. Implementation of the developed measures will enable to increase the overall efficiency of management of the motor transport enterprise and, accordingly, increase its investment attractiveness for potential investors.

References

1. *Bazyliuk A. V. Hopdiienko V. V.* (2013). Mechanism for the realization of the investment potential of auto-pumping enterprises in Ukraine. Aktual'ni problemy ekonomiky. 10. 84-92.

2. *Hudkova V. P.* (2013). Methodology of providing efficient activity of enterprises of passenger transportation sphere. Kyiv. DETUT.

3. *Scherban' O. D.* (2010). Approach to the rating assessment of the priority of investing in motor transport enterprises. Problemy i perspektyvy ekonomichnoho rozvytku pidpryiemstva. 20. 59-61.

4. *Wang T.* (2016). New Modern Logistics [M]. Beijing: Capital University of Economics Press.

5. *Coyle J. J., Bardi E. J., Langley C. J.* (2010). The Management of Business Logistics, St. Paul (Minn.): West Publishing Co.

6. *Larina R. R., Cherep O. H., Hrishyn I. Yu.* (2011). Models and methods of logistic management by subjects of economy and economy of the region. Simferopol': VD «ARIAL».

7. *Tseng Y., Yue W., Aptaylor M.* (2015). The role of transportation in logistics chain. Proceedings of the Eastern Asia Society for Transportation Studies. 5. 1657-1672.

8. *Babyna O. Ye.* (2013). System-humanization concept of formation and realization of the potential of the enterprise in the conditions of knowledge economy. Kyiv. SIK HRUP.

9. *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.

10. *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.

Список літератури

1. *Bazyliuk A. V. Hopdiienko V. V.* Mechanism for the realization of the investment potential of auto-pumping enterprises in Ukraine. Aktual'ni problemy ekonomiky. 2013. Vol. 10. P. 84-92.

2. *Hudkova V. P.* Methodology of providing efficient activity of enterprises of passenger transportation sphere. Kyiv. DETUT. 2013.

3. *Scherban' O. D.* Approach to the rating assessment of the priority of investing in motor transport enterprises. Problemy i perspektyvy ekonomichnoho rozvytku pidpryiemstva. 2010. Vol. 20. P. 59-61.

4. *Wang T.* New Modern Logistics [M]. Beijing: Capital University of Economics Press. 2016.

5. *Coyle J. J., Bardi E. J., Langley C. J.* The Management of Business Logistics, St. Paul (Minn.): West Publishing Co. 2010.

6. *Larina R. R., Cherep O. H., Hrishyn I. Yu.* Models and methods of logistic management by subjects of economy and economy of the region. Simferopol': VD «ARIAL». 2011.

7. *Tseng Y., Yue W., Aptaylor M.* The role of transportation in logistics chain. Proceedings of the Eastern Asia Society for Transportation Studies. 2015. Vol. 5. P. 1657-1672.

8. *Babyna O. Ye.* System-humanization concept of formation and realization of the potential of the enterprise in the conditions of knowledge economy. Kyiv. SIK HRUP. 2013.

9. *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.

10. *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.

ІННОВАЦІЙНИЙ ПІДХІД ДО ОЦІНКИ ІНВЕСТИЦІЙНОГО ПОТЕНЦІАЛУ АВТОТРАНСПОРТНОГО ПІДПРИЄМСТВА

О. М. Загурський

Анотація. За сучасних економічних умов та глобалізаційних процесів підприємство дедалі більше стає складною, динамічною системою, здатною за рахунок підвищення ефективності виробничих процесів до удосконалення і самоорганізації. Об'єктивно зростає значення ефективності у виробничій, інвестиційній і фінансовій діяльності, рівновазі і гнучкості стратегічних і тактичних управлінських рішень господарюючих суб'єктів.

Для підприємств автотранспортної сфери, як учасників виробничих процесів з переміщення в просторі та в часі різноманітних вантажів, відповідальність за прийняті управлінські рішення та наслідки їх господарської діяльності має особливе значення. Адже їх ефективність сприяє не лише зростанню власної конкурентоспроможності, а суттєво впливає на конкурентоспроможність підприємств замовників та загальний рівень конкурентоспроможності економіки країни.

В статті розроблено методологічний підхід заснований на розрахунку якісних і кількісних показників ефективності діяльності автотранспортного підприємства, що узагальнює систему показників оцінки його інвестиційного потенціалу.

Основним інструментом пропонованого підходу є функція бажаності, доповнена обчисленням інтегрованого коефіцієнта та застосуванням об’єктивно структурного підходу для зниження суб’єктивності неформалізованих показників.

Розроблений підхід узагальнює систему показників оцінки інвестиційного потенціалу автотранспортного підприємства і служить інструментом визначення її рівня. Запропонований інтегрований показник рівня інвестиційного потенціалу автотранспортного підприємства дає можливість комплексно підійти до оцінки діяльності і управління підприємством та виокремити окремі процеси, які потрібно вдосконалювати.

Реалізація розроблених заходів дасть можливість підвищити загальну ефективність управління автотранспортним підприємством і відповідно збільшити його інвестиційну привабливість для потенційних інвесторів.

Ключові слова: автотранспортне підприємство, ефективність, інвестиційний потенціал, інтегрований показник, комплексний аналіз.

ИННОВАЦИОННЫЙ ПОДХОД К ОЦЕНКЕ ИНВЕСТИЦИОННОГО ПОТЕНЦИАЛА АВТОТРАНСПОРТНОГО ПРЕДПРИЯТИЯ

О. Н. Загурский

Аннотация. В современных экономических условиях и глобализационных процессах предприятие все больше становится сложной, динамичной системой, способной за счет повышения эффективности производственных процессов к совершенствованию и самоорганизации. Объективно возрастает значение эффективности в производственной, инвестиционной и финансовой деятельности, равновесии и гибкости стратегических и тактических управленческих решений хозяйствующих субъектов.

Для предприятий автотранспортной сферы, как участников производственных процессов по перемещению в пространстве и во времени различных грузов, ответственность за принятые управленческие решения и последствия их хозяйственной деятельности имеет особое значение. Ведь их эффективность способствует не только росту собственной конкурентоспособности, а существенно влияет на конкурентоспособность предприятий заказчиков и общий уровень конкурентоспособности экономики страны.

В статье разработан методологический подход который основан на расчете качественных и количественных показателей эффективности деятельности автотранспортного предприятия, обобщает систему показателей оценки его инвестиционного потенциала.

Основным инструментом предлагаемого подхода является функция желательности, дополненная вычислением интегрированного коэффициента и применением объективно структурного подхода для снижения субъективности неформализованных показателей.

Разработанный подход обобщает систему показателей оценки инвестиционного потенциала автотранспортного предприятия и служит инструментом определения ее уровня. Предложенный интегрированный показатель уровня инвестиционного потенциала автотранспортного предприятия дает возможность комплексно подойти к оценке деятельности и управления предприятием и выделить отдельные процессы, которые нужно совершенствовать.

Реализация разработанных мероприятий позволит повысить общую эффективность управления автотранспортным предприятием и соответственно увеличить его инвестиционную привлекательность для потенциальных инвесторов.

Ключевые слова: автотранспортное предприятие, эффективность, инвестиционный потенциал, интегрированный показатель, комплексный анализ.

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

Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020, Vol. 11, No 3, 101-108
ISSN 2663-1334 (print), ISSN 2663-1342 (online), www.journals.nubip.edu.ua/index.php/Tekhnica

http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.03.101

УДК 621.87

АНАЛІЗ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ОПТИМАЛЬНОГО КЕРУВАННЯ РУХОМ МЕХАНІЗМІВ ПОВОРОТУ БАШТОВОГО КРАНА ТА ПЕРЕМІЩЕННЯ ВІЗКА

В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич, Д. І. Муштин

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: lovvs@ukr.net.

Історія статті: отримано – квітень 2020, акцептовано – серпень 2020.
Бібл. 8, рис. 5, табл. 4.

Анотація. У статті проведено аналіз якості реалізації оптимальних законів сумісного руху механізмів повороту баштового крана та переміщення візка по балочній стрілі. Оцінка проведена за максимальним та середньоквадратичним значеннями відхилень теоретичних та експериментальних характеристик. Крім того, оцінено графічні залежності. Оцінка даних проводилась за характеристиками швидкості переміщення візка та повороту крана, а також кутів відхилення вантажу у нормальному і тангенціальному напрямках окремо у режимах розгону та гальмування механізмів.

У результаті проведеного аналізу встановлено, що основні причини відхилення теоретичних та експериментальних даних за досліджуваними характеристиками полягають у тому, що не враховані жорсткісні характеристики металоконструкції крана, не точно визначені параметри механізмів, а також відсутні зворотні зав'язки за керуючими характеристиками (швидкістю повороту крана і швидкістю переміщення візка по стрілі). Однак, при реалізації оптимального керування засобами частотно-керованого приводу маятникові коливання вантажу в нормальній і тангенціальній площинах усуваються.

Крім того, проведено аналіз струмових навантажень приводів механізмів та прискорення стріли крана. Виявлено, що при оптимальному керуванні відбувається суттєве зменшення максимальних значень прискорення, що означає зменшення динамічних навантажень на кранову металоконструкцію. Також знижуються максимальні струми, що протікають у обмотках двигунів механізмів крана, що, безперечно, позитивно відобразиться на енергоефективності механізмів крана.

Ключові слова: баштовий кран, механізм повороту, механізм переміщення візка, експериментальні дослідження, аналіз, оціночні показники.

Постановка проблеми

Баштові крани отримали значне поширення у різних галузях виробництва. Особливо часто їх використовують для зведення висотних споруд і будівель [1].

Ефективність експлуатації баштових кранів у значній мірі залежить від режимів роботи їхніх механізмів. Отже, оптимальне керування рухом механізмами повороту крана та переміщення візка по балочній стрілі дозволяє покращити експлуатаційні показники крана: його продуктивність, енергоефективність, збільшити строк служби, підвищити керованість тощо.

Важливим питанням застосування оптимального керування рухом механізмами крана є їхня експериментальна перевірка. Її мета полягає у оцінці розбіжностей між теоретичними (оптимальними) та експериментальними характеристиками та встановленні причин їх виникнення.

Аналіз останніх досліджень

У роботі [2] було розроблено декілька методів керування рухом механізму повороту баштового крана та механізму переміщення візка по стрілі, які ґрунтувались на підходах активного усунення збурень (ADRC) у сукупності з пропорційним Такагі-Сугено fuzzy-контролером. Всі експерименти були проведені на лабораторній моделі крана. У результаті автори отримали зниження енергоспоживання лабораторної моделі крана, що підтверджено порівнянням теоретичних та експериментальних даних.

У статті [3] група авторів розробила підхід щодо усунення ефекту „подвійного маятника", який досить часто можна спостерігати у випадку коли гакова підвіска крана має значну масу. Теоретичні розрахунки, які ґрунтуються на синтезі оптимального регулятора руху системи, були порівняні з результатами експериментальних досліджень та дозволили встановити ефективність роботи системи керування.

У роботі [4] за допомогою методу „input shaping" та нейронної мережі розроблено систему керування для зменшення коливань вантажу на гнучкому підвісі при переміщенні візка та повороті крана. Довжина канату при цьому змінюється. Лабораторна перевірка

застосування системи показала досить гарний збіг теоретичних та експериментальних даних.

У науковій праці [5] було проведено оптимізацію режимів підйому вантажу та переміщення візка баштового крана. Для встановлення практичної застосовності отриманих теоретичних результатів було проведено серію експериментальних досліджень, які показали достатньо високу якість реалізації оптимального керування рухом механізмами [6-8].

Загалом, проведення експериментальних досліджень є однією з фінальних стадій розробок систем керування механізмами баштових кранів. Вони дають змогу виявити причини неякісної реалізації керування механізмами та надати рекомендації стосовно її покращення.

Мета досліджень

Мета дослідження полягає у розробці рекомендацій стосовно покращення якості реалізації оптимального керування рухом механізмами переміщення візка та повороту крана. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі: 1) розрахувати показники розбіжності теоретичних та експериментальних даних; 2) провести аналіз причин розбіжностей; 3) провести аналіз струмових навантажень та прискорень стріли крана при реалізації оптимальних керувань рухом механізмами.

Результати досліджень

Для досягнення поставленої мети було проведено планування експериментів при реалізації оптимального керування рухом механізмів повороту крана та переміщення візка (табл. 1).

Таблиця 1. План експериментів.
Table 1. Plan of the experiments.

Фактор	Рівні варіювання факторів							
Механізм, який починає рух перший	переміщення візка*							
Маса вантажу, кг	6				14			
Початкове положення візка на стрілі відносно осі обертання крана, м	1,9		3,14		1,9		3,14	
Довжина гнучкого підвісу вантажу, м	1	1,8	1	1,8	1	1,8	1	1,8
Номер експерименту	1	2	3	4	5	6	7	8
Механізм, який починає рух перший	повороту крана*							
Маса вантажу, кг	6				14			
Початкове положення візка на стрілі відносно осі обертання крана, м	1,9		3,14		1,9		3,14	
Довжина гнучкого підвісу вантажу, м	1	1,8	1	1,8	1	1,8	1	1,8
Номер експерименту	9	10	11	12	13	14	15	16

* рух відповідного механізму починається при умові, що інший механізм рухається із усталеною швидкістю, а коливання вантажу у тангенціальному та нормальному напрямках відсутні.

Під час проведення експериментів було виміряно: кутову швидкість повороту крана, швидкість переміщення візка, коливання вантажу на гнучкому підвісі у нормальному і тангенціальному напрямках, кутове прискорення стріли, а також споживаний приводом струм (останні дві характеристики безпосередньо не відносяться до якості реалізації оптимальних законів руху, однак дають додаткову інформацію стосовно навантаженості кранової металоконструкції та струмових навантажень приводів кранових механізмів відповідно).

Для оцінки якості реалізації оптимальних режимів повороту та переміщення візка були розраховані оціночні показники, які занесено до табл. 2 (розбіжність за швидкостями) та табл. 3 (розбіжність за кутами відхилення канату від вертикалі).

Таблиця 2. Оціночні показники розбіжності експериментальних та теоретичних швидкостей руху механізмів повороту крана та переміщення візка при реалізації оптимальних законів сумісного руху механізмів.

Table 2. Estimation indicators of deviation of experimental and theoretical velocities of mechanisms of slewing and trolley movement under optimal control.

Номер експ.	Механізм переміщення візка				Механізм повороту крана			
	max, м/с		RMS, м/с		max, рад/с		RMS, рад/с	
	Р	Г	Р	Г	Р	Г	Р	Г
1	0,051	0,058	0,012	0,014	0,050	0,088	0,022	0,029
2	0,032	0,035	0,010	0,011	0,042	0,064	0,017	0,023
3	0,040	0,038	0,016	0,016	0,061	0,078	0,023	0,022
4	0,028	0,030	0,009	0,011	0,046	0,067	0,015	0,019
5	0,053	0,051	0,015	0,016	0,057	0,055	0,017	0,020
6	0,021	0,018	0,010	0,012	0,032	0,046	0,019	0,022
7	0,063	0,065	0,019	0,019	0,052	0,079	0,021	0,027
8	0,041	0,047	0,011	0,012	0,027	0,044	0,017	0,019
9	0,055	0,059	0,014	0,013	0,048	0,069	0,018	0,021
10	0,031	0,036	0,010	0,011	0,038	0,056	0,019	0,023
11	0,043	0,050	0,012	0,015	0,053	0,088	0,017	0,019
12	0,026	0,029	0,007	0,010	0,041	0,055	0,020	0,019
13	0,053	0,052	0,015	0,016	0,051	0,077	0,020	0,024
14	0,022	0,021	0,011	0,012	0,055	0,089	0,019	0,017
15	0,065	0,069	0,017	0,016	0,049	0,044	0,015	0,019
16	0,031	0,037	0,008	0,009	0,031	0,036	0,017	0,025

Оцінка проведена за максимальними та середньоквадратичними розбіжностями заданих (оптимальних) та експериментальних (отриманих у

ході вимірів) характеристик. У табл. 2 та 3 вони позначені відповідно max та RMS.

Крім того, показники, які занесені до таблиць, були розраховані окремо для режиму розгону та гальмування механізмів (вони позначені „Р" – для режиму розгону та „Г" – для режиму гальмування).

Аналіз даних, які занесені у табл. 2, показує доволі якісну реалізацію оптимального керування руху механізму переміщення візка. Показники середньоквадратичних відхилень теоретичних та експериментальних даних є незначними. Більші значення мають максимальні відхилення заданої та експериментально виміряної швидкостей візка. Для того, щоб з'ясувати причини такого відхилення побудуємо графічні залежності (рис. 1).

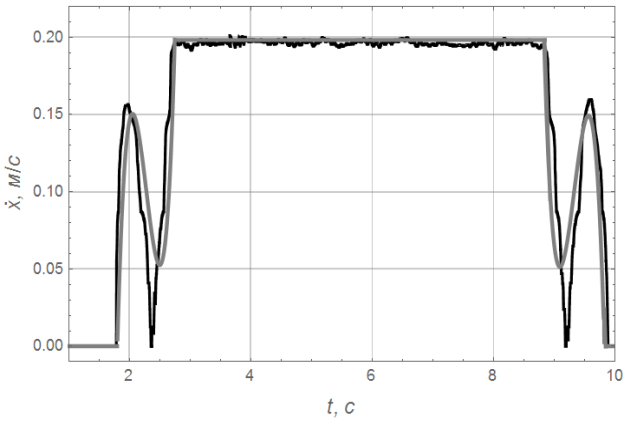


Рис. 1. Графіки оптимальної (сіра крива) та експериментальної (чорна крива) швидкостей руху візка при реалізації сумісного оптимального руху механізмів крана (експеримент № 3).

Fig. 1. Plots of optimal (gray curve) and experimental (black curve) velocities of the trolley under optimal control implementation of simultaneous movement of the crane mechanisms (experiment №3).

З рис. 1 видно, що максимальні відхилення швидкостей спостерігаються у моменти коли задана (оптимальна) швидкість різко змінюється. Очевидно, що при цьому привод не встигає відпрацювати такі інтенсивні зміни швидкості, що спричиняє досить великі відхилення реальної швидкості від заданої. Для того, щоб усунути цей недолік необхідно вводити зворотній зв'язок за швидкістю візка. У цьому випадку реалізація оптимальної швидкості руху візка буде кращою. Крім того, для режиму гальмування оціночні показники (табл. 2) є дещо гіршими.

Проведемо аналіз якості реалізації оптимального руху механізму повороту крана. Для цього використаємо дані, які занесені до табл. 2. Вони дають змогу стверджувати, що для реалізації оптимального руху механізму повороту крана бажано використовувати зворотній зв'язок за швидкістю. Це пов'язано з тим, що експериментально визначена швидкість руху механізму відхиляється від заданої (оптимальної). Причиною такого відхилення, на нашу думку, є інерційний фактор: зведений момент інерції механізму повороту крана є значним і це зумовлює те, що швидка зміна швидкості руху механізму не може бути реалізована дуже точно. Особливо це помітно у режимі гальмування (табл. 2). Для ілюстрації відхилень швидкостей наведемо графічні залежності (рис. 2).

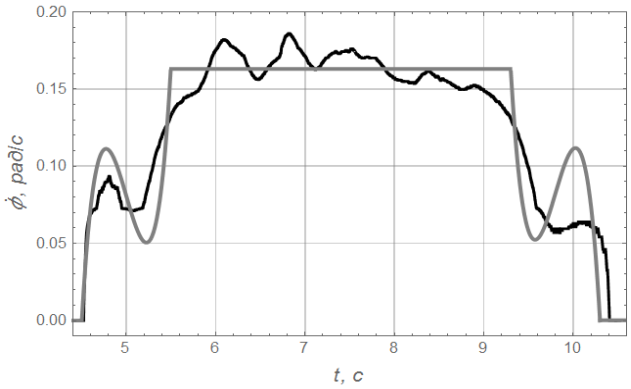


Рис. 2. Графіки оптимальної (сіра крива) та експериментальної (чорна крива) швидкостей руху механізму повороту крана при реалізації сумісного оптимального руху механізмів крана (експеримент № 1).

Fig. 2. Plots of optimal (gray curve) and experimental (black curve) velocities of the slewing mechanism under optimal control implementation of simultaneous movement of the crane mechanisms (experiment №1).

З рис. 2 видно, що реалізація розгону механізму відбувається більш якісно. Це можна пояснити фактором відсутності гальмівного реостата у складі частотно-керованого приводу механізму повороту крана. Це, у свою чергу, зумовлює те, що гальмування механізму відбувається з меншою інтенсивністю, ніж розгін, що і впливає на відхилення заданої та експериментально визначеної швидкостей механізму повороту крана.

Загалом, для підвищення якості реалізації оптимальних законів руху механізмів необхідно: 1) вводити у систему керування зворотній зв'язок за керуючою характеристикою (швидкістю або крутним моментом) – для обох механізмів; 2) обладнувати частотно-керований привод механізму повороту крана гальмівним реостатом або зворотним інвертором (цей випадок є доцільним з позиції енергоефективності, але потребує більших капітальних витрат).

Однією з цілей реалізації оптимального керування рухом механізмів повороту крана та переміщення візка є усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі у тангенціальному і нормальному напрямках. Для аналізу характеристик коливання вантажу наведемо дані (табл. 3). Крім того, представимо графічні залежності теоретичних та експериментальних даних за характеристиками маятникових коливань вантажу на гнучкому підвісі (рис. 3). Аналіз чисельних даних, які наведені у табл. 3, а також графічних залежностей (рис. 3) показує, що низькочастотні коливання вантажу у обох площинах (нормальній і тангенціальній) усуваються протягом перехідних режимів руху механізмів.

Не дивлячись на відхилення теоретичних та експериментальних даних стосовно кутів відхилення вантажу від вертикалі можемо вважати, що проблема усунення маятникових коливань вантажу на гнучкому

підвісі при сумісній роботі механізмів попороту крана та переміщення візка є вирішеною.

Таблиця 3. Оціночні показники розбіжності експериментальних та теоретичних кутів відхилень канату від вертикалі при реалізації оптимальних законів руху механізмів крана.

Table 3. Estimation indicators of deviation of experimental and theoretical angles of deflection of the wire rope from the vertical under optimal control.

Номер експ.	У нормальному напрямку				У тангенціальному напрямку			
	max, град		RMS, град		max, град		RMS, град	
	Р	Г	Р	Г	Р	Г	Р	Г
1	0,21	0,35	0,20	0,27	0,18	0,40	0,18	0,33
2	0,15	0,22	0,22	0,27	0,11	0,22	0,14	0,30
3	0,19	0,33	0,19	0,21	0,15	0,42	0,15	0,27
4	0,13	0,20	0,12	0,16	0,09	0,27	0,13	0,26
5	0,20	0,34	0,19	0,21	0,17	0,45	0,17	0,25
6	0,18	0,32	0,15	0,23	0,14	0,38	0,12	0,22
7	0,24	0,39	0,14	0,19	0,34	0,37	0,16	0,29
8	0,16	0,20	0,14	0,21	0,18	0,36	0,15	0,20
9	0,20	0,29	0,18	0,24	0,19	0,48	0,21	0,27
10	0,17	0,34	0,13	0,23	0,12	0,26	0,19	0,24
11	0,21	0,35	0,18	0,22	0,23	0,29	0,15	0,29
12	0,12	0,23	0,12	0,18	0,21	0,29	0,11	0,26
13	0,23	0,28	0,19	0,29	0,26	0,37	0,12	0,31
14	0,14	0,21	0,16	0,19	0,10	0,25	0,16	0,22
15	0,27	0,29	0,23	0,31	0,18	0,27	0,11	0,37
16	0,21	0,26	0,20	0,27	0,12	0,18	0,12	0,27

Очевидно, що головною причиною відхилень теоретичних та експериментальних даних можна вважати неточність реалізації оптимальних законів руху обох механізмів. Особливо це стосується механізму повороту крана.

Порівняння даних стосовно режимів розгону та гальмування показує більші значення оціночних показників для останнього. Причина цього полягає в тому, що на початку гальмування вантаж коливається (хоча і з незначною амплітудою). Можна сподіватись, що рекомендації, які наведені вище для покращення реалізації оптимальних законів руху механізмів, позитивно вплинуть на зменшення залишкових коливань вантажу на гнучкому підвісі.

Високочастотні коливання вантажу, які викликані коливаннями металоконструкції крана, мають тенденцію до досить швидкого затухання. Очевидно, що для того, щоб повністю усунути коливання вантажу необхідно вводити у розгляд математичні моделі сумісного руху механізмів, які б враховували піддатливість металоконструкції крана [6]. Це дасть змогу у постановочній частині оптимізаційних задач задати такі крайові умови руху зведених мас системи, при яких низькочастотні і високочастотні коливання вантажу, а також коливання кранової металоконструкції будуть усунуті.

Для аналізу струмових навантажень приводів механізмів переміщення візка та повороту крана наведемо оціночні показники (табл. 4).

Аналізуючи дані, які наведено у табл. 4, приходимо до висновку, що збільшення тривалості розгону і гальмування механізмів призводить до значного зменшення пікових струмів їх двигунів. Цю тенденцію можна також спостерігати за показниками максимальних струмів, які відповідають оптимальним законам руху. Згідно умов проведення експериментів для непарних номерів експериментів тривалість розгону і гальмування становила 1,5 с, а для парних – 2,1 с. З табл. 4 видно, що у експериментах з непарними номерами кратності максимальних струмів двигунів більші.

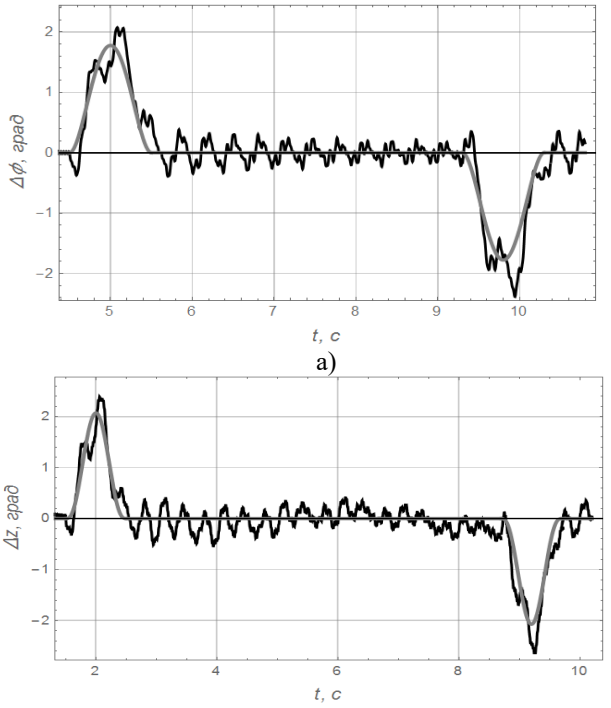


Рис. 3. Графіки, які відповідають теоретичним (сіра крива) та експериментальним (чорна крива) даним (експеримент №1) кута відхилення канату з вантажем від вертикалі у площині: а) нормальній; б) тангенціальній

Fig. 3. Plots, which correspond to theoretical (gray curve) and experimental (black curve) data (experiment №1) of angle of deviation of the wire rope from the vertical in the plane: a) normal; b) tangential

Загалом, з табл. 4 видно, що незалежні фактори (маса вантажу та початкове положення візка на стрілі відносно осі обертання) не мають значимого впливу на максимальні значення струмів двигунів. Для ілюстрації цієї тези наведемо графічні залежності (рис. 4), що побудовані для експериментів, які проведені при різних масах вантажу (6 кг – для експерименту №4; 14 кг – для експерименту № 5) та різних початкових положень візка на стрілі (3,14 м – для експерименту №4; 1,9 м – для експерименту № 5).

Аналізуючи графічні залежності (рис. 4), необхідно відмітити, що для обох випадків (і для всіх експериментів в цілому) характерна наявність піку струму на початку розгону механізмів. Для експерименту № 4 (рис. 4, а) він приходиться на 4 с, а для експерименту № 5 (рис. 4, б) – на 4,1 с. Він

пов'язаний з активацією функції частотних перетворювачів, яка дозволяє подолати значний початковий опір руху на початку розгону механізмів [6].

Таблиця 4. Оціночні показники струмових навантажень приводів механізмів крана та показники коливання стріли при реалізації оптимальних законів руху механізмів.

Table 4. Estimation indicators of current loads of drives of crane mechanisms and indicators of oscilation of the boom under optimal control.

Номер експ.	Кратність максимального струму двигуна*		Максимальне прискорення стріли, град/с^2
	механізму переміщення візка	механізму повороту крана	
1	1,8	2,1	13,8
2	1,6	1,6	13,3
3	1,8	2,0	16,2
4	1,6	1,4	11,9
5	1,8	2,2	15,4
6	1,6	1,7	10,9
7	1,8	2,0	19,1
8	1,4	1,2	10,9
9	1,8	1,8	12,3
10	1,5	1,1	13,1
11	1,8	2,1	15,0
12	1,4	1,5	9,7
13	1,7	2,2	14,5
14	1,4	1,7	13,7
15	1,8	2,1	15,4
16	1,6	1,6	14,0

* кратність максимальних струмів приводів обох механізмів визначено як відношення максимального (пікового) значення струму, який споживає частотний перетворювач, та амплітуди усталеного значення струму, яке визначається розрахунковим шляхом виходячи з паспортних даних двигуна механізму.

Аналізуючи максимальні значення прискорень стріли, можемо встановити, що у середньому цей показник (за всіма експериментами) зменшився у 3,04 рази у порівнянні з даними прямого пуску. Таке значне зменшення коливань стріли, очевидно, є результатом подовження тривалості пуску механізму повороту крана. Хоча тут не можна говорити про пряму пропорційність: тривалість розгону зросла у 5…7 разів.

Аналізуючи причини, які викликали такі результати, звернемо увагу на тривалість розгону. Порівнюючи між собою дані у табл. 4, можемо встановити, максимальне прискорення для непарних експериментів у середньому на 24,5% більше, ніж для парних, у той час як тривалості перехідних режимів різняться на 40,0%.

Для того, щоб встановити причини виникнення максимальних прискорень стріли крана побудуємо графічні залежності (рис. 5).

Аналіз графічних залежностей, які представлені на рис. 5, показує, що максимальні значення прискорень стріли виникають протягом розгону механізму повороту крана.

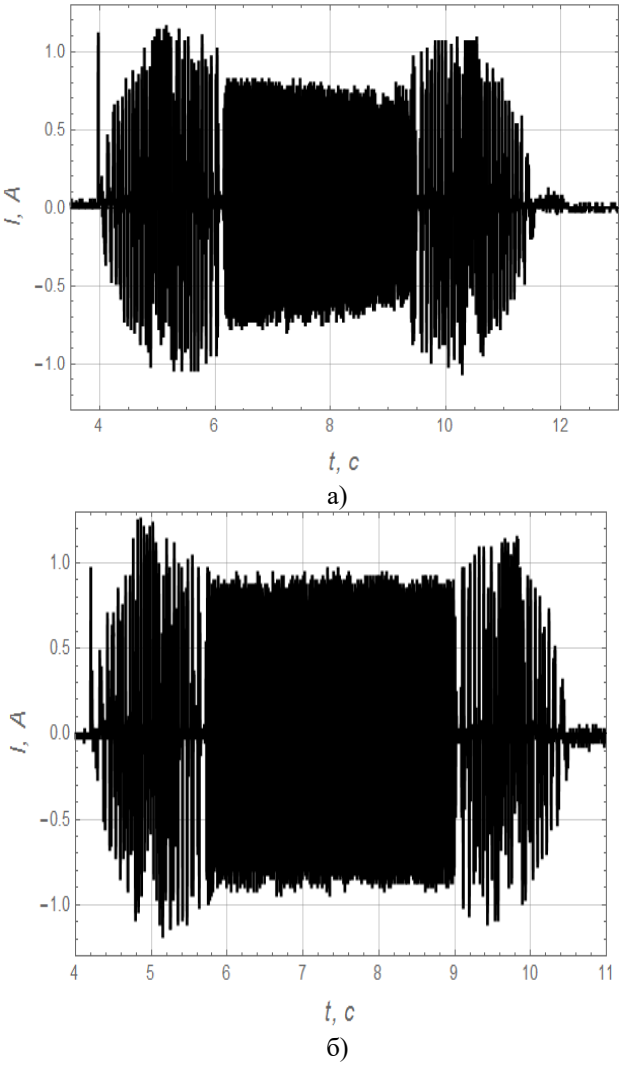
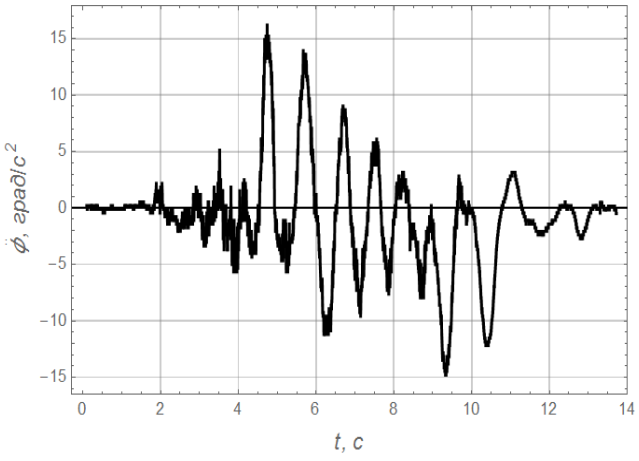


Рис. 4. Графіки споживаних лабораторною установкою струмів при реалізації оптимальних законів руху механізмів: а) для експерименту № 4; б) для експерименту № 5.

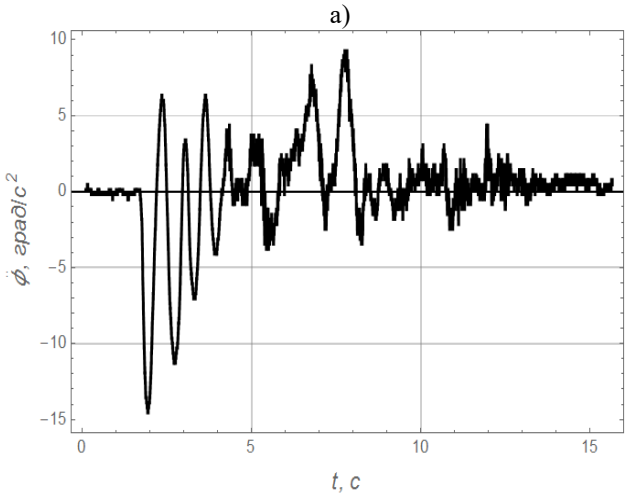
Fig. 4. Plots of the consumed by lab installation currents under optimal control of the mechanisms: a) for experiment № 4; b) for experiment № 5.

Очевидно, що зменшити значення цього небажаного показника можливо лише завдяки подальшому збільшенню тривалості перехідних режимів руху. Однак, такий спосіб є ефективним лише до певної міри, оскільки необґрунтоване зростання тривалості перехідних режимів руху механізму повороту крана знижує продуктивність роботи крана.

Інший підхід до зменшення динамічної навантаженості стріли баштового крана полягає у повному усуненні коливань вантажу на гнучкому підвісі, про що вже було сказано раніше. Він полягає у врахуванні жорсткісних характеристик кранової металоконструкції у постановці задач оптимального керування рухом механізмами та використанні зворотних зв'язків за одним або декількома характеристиками при реалізації оптимального керування.



а)



б)

Рис. 5. Графіки прискорень стріли крана при реалізації оптимальних законів руху механізмів: а) для експерименту № 3; б) для експерименту № 13

Fig. 5. Plots of the acceleration of the boom under optimal control of the mechanisms: a) for experiment № 3; b) for experiment № 13

Висновки

1. При реалізації оптимального керування механізмами повороту крана та переміщення візка встановлено незначну розбіжність теоретичних та експериментальних даних щодо швидкостей руху візка та механізму повороту крана, а також кутів відхилення вантажу від вертикалі у нормальній і тангенціальній площинах. Більші відхилення даних відносяться до режиму гальмування механізмів. Характеристики руху для механізму повороту крана є гіршими, ніж для механізму переміщення візка, що зумовлено значним зведеним моментом інерції механізму, неврахованими зазорами у приводі та іншими факторами.

2. Для підвищення якості реалізації оптимальних законів руху механізмів необхідно вводити у систему керування зворотній зв'язок за керуючими характеристиками (швидкістю або крутним моментом) – для обох механізмів та обладнувати частотно-керований привод механізму повороту крана гальмівним реостатом або зворотним інвертором (цей випадок є доцільнішим з позицій енергоефективності, але потребує більших капітальних витрат).

Список літератури

1. *Александров М. П., Колобов Л. Н., Лобов Н. А.* Грузоподъемные машины. Под ред. М. П. Александрова. Москва. Машиностоение, 1986. 400 с.

2. *Roman R. C., Precup R. E., Petriu E. M., Dragan F.* Combination of data-driven active disturbance rejection and takagi-sugeno fuzzy control with experimental validation on tower crane systems. Energies. 2019. Vol. 12(8). Issue 1548. P. 1-19. doi: 10.3390/en12081548.

3. *Sun N., Yang T., Fang Y., Wu Y., Chen H.* Transportation control of double-pendulum cranes with a nonlinear quasi-pid scheme: design and experiments. IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics: Systems. 2018. P. 1-11. DOI: 10.1109/tsmc.2018.2871627.

4. *Fasih S.M., Mohamed Z., Husain A.R., Ramli L., Abdullahi A.M., Anjum W.* Payload swing control of a tower crane using a neural network-based input shaper. Measurement and Control. 2020. P. 1-12. doi: 10.1177/0020294020920895

5. *Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Шумілов Г. В.* Оптимізація режиму зміни вильоту і підйому вантажу баштового крана: монографія. Київ. НУБіП України. Вид-во ЦП „КОМПРІНТ". 2013. 174 с.

6. *Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Ловейкін А. В., Муштин Д. І.* Динамічний аналіз руху механізмів змін вльоту та повороту баштового крана з балочною стрілою. Machinery and Energetic. 2020. Vol. 11, № 1. P. 5-11. doi: 10.31548/machenergy.2020.01.005-011.

7. FR-E700. Преобразователь частоты. Руководство по эксплуатации. URL: https://chastotnik.com.ua/media/manuals/%D0%9F%D1%80%D0%B5%D0%BE%D0%B1%D1%80%D0%B0%D0%B7%D0%BE%D0%B2%D0%B0%D1%82%D0%B5%D0%BB%D0%B8%20%D1%87%D0%B0%D1%81%D1%82%D0%BE%D1%82%D1%8B/Mitsubishi_Electric/FR-E/FR-E_manual_rus.pdf (дата звернення 01.05.2020)

8. *Loveikin V., Romasevych Y., Shymko L., Ohiienko 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.

References

1. *Aleksandrov M. P., Kolobov L. N., Lobov N. A.* (1986). Hoisting machines edited by Aleksandrov M.P. Moscow. Mashynostroenie. 400.

2. *Roman R. C., Precup R. E., Petriu E. M., Dragan F.* (2019). Combination of data-driven active disturbance rejection and takagi-sugeno fuzzy control with experimental validation on tower crane systems. Energies. 12(8). 1548. 1-19. doi: 10.3390/en12081548.

3. *Sun N., Yang T., Fang Y., Wu Y., Chen H*. (2018). Transportation control of double-pendulum cranes with a nonlinear quasi-pid scheme: design and experiments. IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics: Systems. 1-11. doi: 10.1109/tsmc.2018.2871627.

4. *Fasih S. M., Mohamed Z., Husain A. R., Ramli L., Abdullahi A. M., Anjum W.* (2020). Payload swing control of a tower crane using a neural network-based input shaper. Measurement and Control. 1-12. doi: 10.1177/ 0020 294 020920895

5. *Loveikin V. S., Romasevych Yu. O., Shumilov H. V.* (2013). Tower crane regimes of lifting and derricking optimization. Kyiv. NULES of Ukraine. Publisher TsP «KOMPRINT», 174.

6. *Loveikin V. S., Romasevych Yu. O., Loveikin A. V., Mushtyn D. I.* (2020). Dynamical analisys of methanisms of luffing and slewing of toer crane with a beam boom. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. 11(1). 5-11. doi: 10.31548/machenergy. 2020. 01.005-011

7. FR-E700. Frequency inverter. Manual. URL: https://chastotnik.com.ua/media/manuals/%D0%9F%D1%80%D0%B5%D0%BE%D0%B1%D1%80%D0%B0%D0%B7%D0%BE%D0%B2%D0%B0%D1%82%D0%B5%D0%BB%D0%B8%20%D1%87%D0%B0%D1%81%D1%82%D0%BE%D1%82%D1%8B/Mitsubishi_Electric/FR-E/FR-E_manual_rus.pdf (date of access 01.05.2020).

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

АНАЛИЗ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ОПТИМАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ МЕХАНИЗМОВ ПОВОРОТА БАШЕННОГО КРАНА И ПЕРЕДВИЖЕНИЯ ТЕЛЕЖКИ

В. С. Ловейкин, Ю. А. Ромасевич, Д. И. Муштын

Аннотация. В статье проведен анализ качества реализации оптимальных законов совместного движения механизмов поворота башенного крана и перемещения тележки по балочной стреле. Оценка проведена по максимальным и среднеквадратичным значениям отклонений теоретических и экспериментальных характеристик. Кроме того, оценены графические зависимости. Оценка данных проводилась по характеристикам скорости перемещения тележки и поворота крана, а также углов отклонения груза в нормальном и тангенциальном направлениях отдельно в режимах разгона и торможения механизмов.

В результате проведенного анализа установлено, что основные причины отклонения теоретических и экспериментальных данных по исследуемым характеристикам заключаются в том, что не учтены жесткостные характеристики металлоконструкции крана, не точно определены параметры механизмов, а также отсутствуют обратные связи по управляющим характеристикам (скорости поворота крана и скорости перемещения тележки по стреле). Однако, при реализации оптимального управления средствами частотно-управляемого привода маятниковые колебания груза в нормальной и тангенциальной плоскостях устраняются.

Кроме того, проведен анализ токовых нагрузок приводов механизмов и ускорения стрелы крана. Выявлено, что при оптимальном управлении происходит существенное уменьшение максимальных значений ускорения, что означает уменьшение динамических нагрузок на крановую металлоконструкцию. Также снижаются максимальные токи, протекающие в обмотках двигателей механизмов крана, что, безусловно, положительно отразится на энергоэффективности механизмов крана.

Ключевые слова: башенный кран, механизм поворота, механизм перемещения тележки, экспериментальные исследования, анализ, оценочные показатели.

ANALISYS OF EXPERIMENTAL STUDIES OF OPTIMAL CONTROL OF TOWER CRANE SLEWING AND TROLLEY MOVEMENT MECHANISMS

V. S. Loveikin, Yu. O. Romasevych, D. I. Mushtyn

Abstract. The article analyzes the quality of the implementation of the optimal laws of simultaneous motion of the tower crane slewing and the trolley movement mechanisms. The estimation was carried out according to the maximum and root-mean-square values of the deviations of the theoretical and experimental characteristics. In addition, the graphical dependencies have been built. The data were estimated according to the characteristics of the speed of movement of the trolley and the rotation of the crane, as well as the angles of deflection of the load in the normal and tangential directions in the modes of acceleration and deceleration of the mechanisms.

As a result of the analysis, it was found that the main reasons for the deviation of theoretical and experimental data on the characteristics under study are that the stiffness characteristics of the crane metal structure have not been taken into account, the parameters of the mechanisms are not accurately determined, and there are no feedbacks on the control characteristics (the speed of rotation of the crane and the speed of trolley movement). However, when implementing optimal control by means of a frequency-controlled drive, pendulum oscillations of the load in the normal and tangential planes are eliminated.

In addition, the analysis of the current loads of the drives of mechanisms and the acceleration of the crane boom was carried out. It was found that with optimal control, there is a significant decrease in the maximum values of acceleration, which means a decrease in dynamic loads on the crane metal structure. Also, the maximum currents in the motor windings of the crane mechanisms have been reduced, which, of course, will have a positive effect on the energy efficiency of the crane mechanisms.

Key words: tower crane, slewing mechanism, trolley movement mechanism, experimental research, analysis, performance indicators.

В. С. Ловейкін ORCID 0000-0003-4259-3900.
Ю. О. Ромасевич ORCID 0000-0001-5069-5929.
Д. І. Муштин ORCID 0000-0003-2416-1565.

Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020, Vol. 11, No 3, 109-114
ISSN 2663-1334 (print), ISSN 2663-1342 (online), www.journals.nubip.edu.ua/index.php/Tekhnica

http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.03.109

УДК 621.01

ОПТИМІЗАЦІЯ МЕХАНІЗМУ ХИТАННЯ РАДІАЛЬНО-ПОВОРОТНОГО КОНВЕЄРА ЗА РАХУНОК ЗНИЖЕННЯ ІНЕРЦІЙНИХ НАВАНТАЖЕНЬ

О. В. Гаврюков, А. М. Кльон

Донбаська національна академія будівництва і архітектури, Україна.

Стаття зі спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: O.V.Gavryukov@donnaba.edu.ua, A.N.Klyon@donnaba.edu.ua.

Історія статті: отримано – квітень 2020, акцептовано – серпень 2020.
Бібл. 8, рис. 5, табл. 2.

Анотація. Стаття присвячена вирішенню практичної задачі з оптимізації кривошипно-коромислового механізму хитання радіально-поворотного конвеєра, який використовується для розподілу сипучих матеріалів по дузі кола. Під оптимізацією в даному випадку розуміється підбір таких розмірів механізму хитання, за яких зведений до першої ланки момент від сил опору, викликаний головним чином інерційними навантаженнями, що виникають від коливального руху платформи зі встановленим на ній конвеєром, є мінімальними. Для вирішення цієї задачі спочатку проводиться кінематичний синтез механізму хитання, який полягає у знаходженні розмірів ланок за умовами синтезу (здійснення потрібного руху), потім – кінематичний аналіз, в результаті якого визначаються прискорення ланок, від яких безпосередньо залежать сили інерції, і нарешті – силовий аналіз, в результаті якого визначається зведений до першої ланки механізму момент діючих сил. На основі проведених розрахунків обирається варіант механізму з такими розмірами ланок, за яких зведений момент опору є мінімальним. В результаті оптимізації за рахунок вибору раціональних розмірів ланок зменшується опір руху та, як наслідок, необхідна потужність приводу механізму хитання конвеєра.

Ключові слова: оптимізація механізмів, кривошипно-коромисловий механізм, синтез механізмів, інерційні навантаження.

Постановка проблеми

Конвеєри дуже широко застосовуються на підприємствах різного профілю. В залежності від функціонального призначення вони мають досить різноманітні конструкції та техніко-економічні показники. В цій статті розглядається радіально-поворотний конвеєр, схему якого наведено на рис. 1,*а*. Кривошип 1 за допомогою двигуна обертається навколо нерухомої осі О (стійки) з постійною кутовою швидкістю $\omega_1 = 12$ рад/с. Через шатун 2 рух передається платформі 3, на якій встановлений конвеєр 4. Завдяки коливальним рухам платформи навколо осі O_1 з кутовою амплітудою $\theta = 16^{\circ}$ конвеєр здійснює розподіл сипучого матеріалу, що транспортується, по дузі $C' - C''$.

Сумарна маса платформи з конвеєром m_3 складає 3200 кг, питома вага стрижневих ланок (кривошипу та шатуну) $m_{\text{п}}$ дорівнює 200 кг/м. Відносне розташування точок стійки О та O_1 визначається розмірами $a = 1{,}0$ м, $b = 2{,}2$ м. Розміри стрижневих ланок механізму хитання конвеєра можуть змінюватись у діапазоні 0,3…1,6 м.

Аналіз останніх досліджень

Оптимізація є важливою складовою при проектуванні (синтезі) будь-яких механізмів. Адже важливо не тільки виконати основні умови (умови синтезу), яким обов'язково повинен задовольняти механізм, але й проаналізувати оптимальність одержаного технічного рішення з точки зору матеріальних та енергетичних витрат, надійності та технологічності. Тому питанням оптимізації традиційно відводиться суттєва увага при структурному, кінематичному та динамічному синтезі механізмів [1–7].

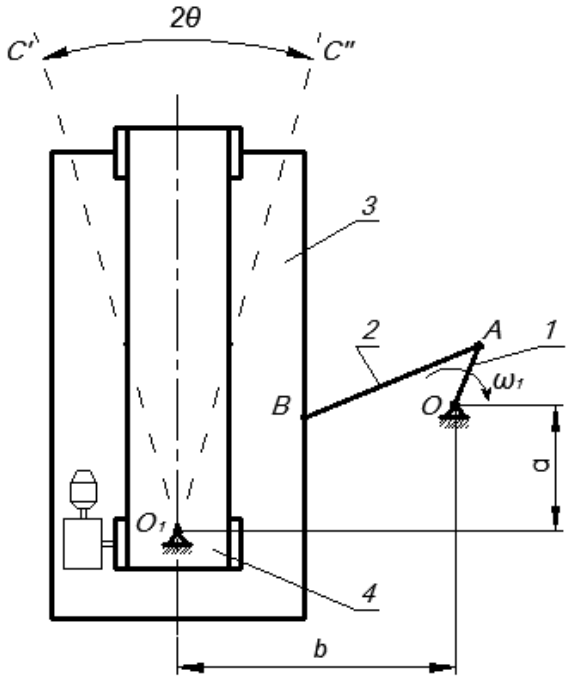
Питання зменшення діючих навантажень, в тому числі інерційних, на ланки механізму, є частиною динамічного (силового) аналізу та синтезу. В механізмі хитання конвеєра, що розглядається, значні інерційні навантаження створюються масивною платформою з конвеєром. Та перед проведенням силового розрахунку спочатку необхідно виконати кінематичний синтез та аналіз механізму.

Мета досліджень

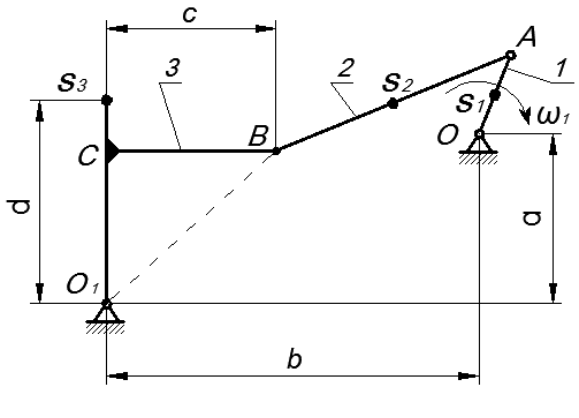
Необхідно підібрати оптимальні розміри механізму хитання, за яких зведений до першої ланки (кривошипу) момент від сил опору, викликаний головним чином інерційними навантаженнями, що виникають від коливального руху платформи зі встановленим на ній конвеєром, були б мінімальними.

Результати досліджень

Розрахункову схему механізму хитання конвеєру, що розглядається, представимо у вигляді, зображеному на рис. 1, *б*. Точками s_i позначимо центри ваги ланок. Для стрижневих ланок 1 (кривошип) та 2 (шатун) ці точки розташовані посередині, для третьої ланки (платформа з конвеєром) центр ваги визначається постійними розмірами $c = 1$ м та $d = 1{,}2$ м. За структурою механізм, зображений на рис. 1,*б*, є кривошипно-коромисловим.



а)



б)

Рис. 1. Схема механізму хитання радіально-поворотного конвеєру.

Fig. 1. Scheme for the crank-rocker swing mechanism of the radial-rotary conveyor.

Згідно з вихідними даними, потрібно виконати синтез такого механізму за двома крайніми положеннями, які визначаються розташуванням вихідної ланки (O_1C' та O_1C'') з урахуванням максимального кута хитання коромисла $2\theta = 32°$ (рис. 2). В цих положеннях механізму кривошип 1 розташований на одній лінії з шатуном 2.

Введемо наступні позначення:

$$l_1 = l_{OA};\ l_2 = l_{AB};$$

$$l_3 = l_{BO1};\ l_4 = \sqrt{a^2 + b^2} = 2{,}42 \text{ м}. \qquad (1)$$

Змінюючи відстань l_3, якою визначається розташування точки поєднання платформи з шатуном відносно стійки O_1, можна однозначно визначити розміри ланок l_1 та l_2 (див., наприклад, [1]):

$$l_1 = (l_{OB'} - l_{OB''})/2;\ l_2 = (l_{OB'} + l_{OB''})/2, \qquad (2)$$

Розміри $l_{OB'}$ та $l_{OB''}$ можна визначити аналітично або графічно, за схемою рис. 2. При графічному способі визначення цих розмірів потрібно поєднати точки B' та B'' у крайніх положеннях механізму з точкою О.

Відстань l_3 будемо змінювати за рахунок зміни довжини l_{CO1}, використовуючи залежність:

$$l_3 = \sqrt{l_{CO1}^2 + l_{CB}^2} \qquad (3)$$

або визначаючи l_3 графічно.

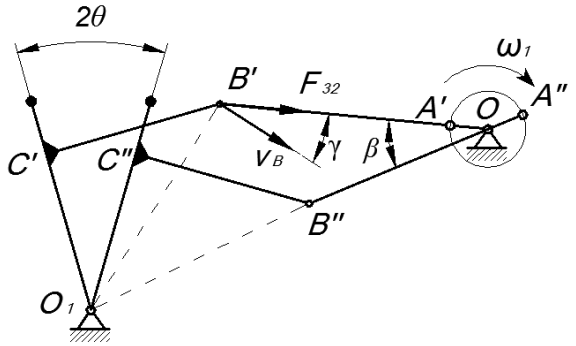


Рис. 2. Схема до синтезу кривошипно-коромислового механізму хитання конвеєра.

Fig. 2. Scheme for the synthesis of the crank-rocker swing mechanism of the conveyor .

Розглянемо наступні значення l_{CO1}: 0,6м; 1,2м; 1,4м; 1,6м; 1,8м. Тоді розміри усіх ланок кривошипно-коромислового механізму будуть такими, як наведено в табл. 1.

Таблиця 1. Варіанти розмірів ланок механізму хитання.

Table 1. Size variants for elements of the crank-rocker swing mechanism.

№ варіанту	Розміри, м				
	l_{CO1}	l_3	l_1	l_2	l_4
0	0,6	1,17	0,06	1,35	2,42
1	1,2	1,56	0,35	1,27	2,42
2	1,4	1,72	0,44	1,30	2,42
3	1,6	1,89	0,51	1,35	2,42
4	1,8	2,06	0,57	1,44	2,42

Додатковими умовами синтезу, які візьмемо до уваги, будуть: умова обмеження максимального кута тиску, умова існування кривошипу та коефіцієнт зміни середньої кутової швидкості вихідної ланки.

Кут тиску це кут між вектором сили, прикладеної до відомої ланки (коромисла), та вектором швидкості

точки прикладення рушійної сили. На рис. 2 кут тиску позначений через γ, а його максимальне значення відповідає положенням механізму, коли кривошип 1 співпадає з лінією OO_1, що поєднує точки стійки. Рекомендоване максимальне значення кута тиску $[\gamma]_{max}$ для кривошипно-коромислових механізмів дорівнює 60º (див., наприклад, [4]).

Умова існування кривошипу визначає співвідношення між розмірами ланок механізму, за яких перша ланка матиме можливість повного оберту навколо своєї осі. Ці співвідношення, що називаються також теоремою Грасгофа, у прийнятих позначеннях мають вигляд:

$$l_1 < l_2; \quad l_1 + l_2 < l_3 + l_4; \quad l_2 - l_1 > l_4 - l_3. \quad (4)$$

Коефіцієнт зміни середньої кутової швидкості вихідної ланки визначається формулою:

$$K_\omega = \frac{180° + \beta}{180° - \beta}, \quad (5)$$

де β – кут між лініями OB' та OB'', які визначають крайні положення механізму (рис. 2).

Значення додаткових умов синтезу, знайдених графічно, для прийнятих варіантів наведені в табл. 2.

Таблиця 2. Параметри механізму для прийнятих варіантів.

Table 2. Mechanism parameters for accepted variants.

№ варіанту	Максимальний кут тиску $[\gamma]_{max}$, º	Коефіцієнт зміни кутової швидкості K_ω	Виконання умови існування кривошипу
0	69	1,35	Так
1	65	1,29	Так
2	52	1,19	Так
3	39	1,09	Так
4	26	1,01	Так

Аналізуючи дані табл. 2, можна зробити висновок про те, що варіанти механізму 0 та 1 мають більший кут тиску, ніж це рекомендовано. Варіант 0 виключимо, але усі інші варіанти залишимо для подальшого кінематичного та силового аналізу.

Зрівноважувальний (зведений) момент, діючий на першу ланку механізму (кривошип), дорівнює:

$$M_з = P_з l_1, \quad (6)$$

де $P_з$ – зрівноважувальне зусилля, яке діє на першу ланку та визначається, наприклад, методом важеля Жуковського.

Для цього визначимо зусилля, які діють на механізм:

- Зведений момент опору опор

$$\mathrm{M_c} = f_{тр} GD/2, \quad (7)$$

де $f_{тр}$ = 0,01 – зведений коефіцієнт тертя тіл кочення в упорному підшипнику; G ≈ 32000 Н – вага платформи з конвеєром; D = 0,3 м – середній діаметр підшипника.

- Сили інерції ланок:

$$F_i = ma_s, \quad (8)$$

де m – маса ланки, a_s – прискорення центру мас ланки.

- Моменти сил інерції:

$$\mathrm{M_i} = J_s \varepsilon, \quad (9)$$

де J_s – момент інерції ланки відносно осі, яка проходить через центр мас; ε – кутове прискорення ланки.

Для стрижневих ланок (кривошип та шатун) момент інерції J_s можна знайти за формулою:

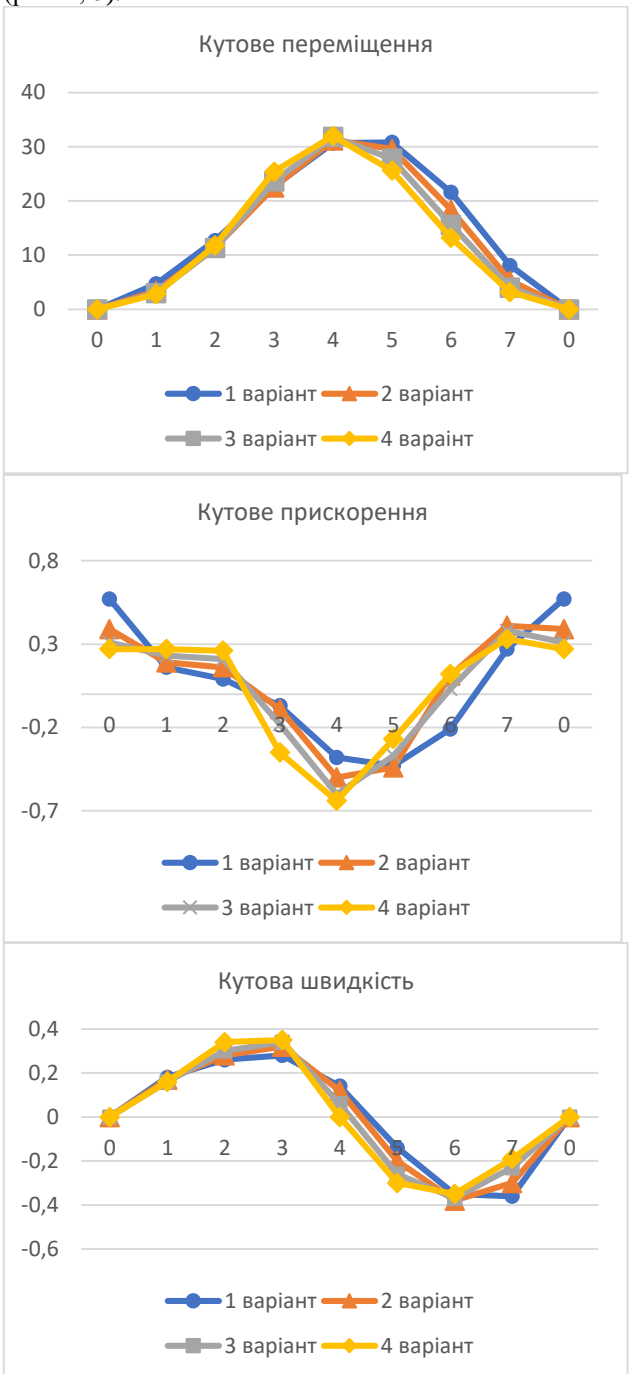
$$J_s = \frac{ml^2}{12}, \quad (10)$$

де $m = m_п l$ – маса ланки; тут $m_п$ – питома вага стрижневих ланок.

Для третьої ланки (платформа з конвеєром) момент інерції J_s приблизно підрахуємо за формулою:

$$J_s = m_3 d^2, \quad (11)$$

де m_3 = 3200 кг – сумарна маса платформи з конвеєром; d – половина довжини платформи з конвеєром (рис. 1, *б*).



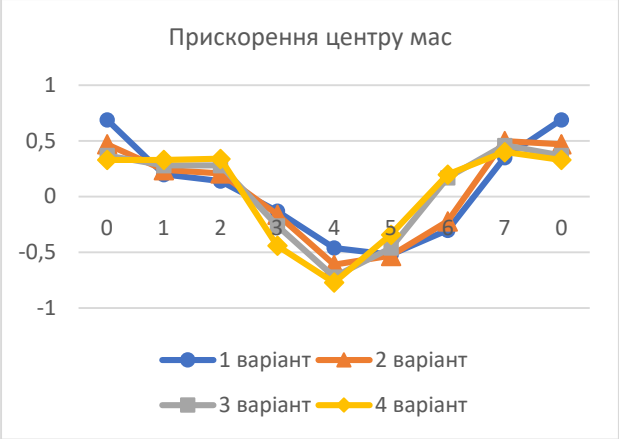
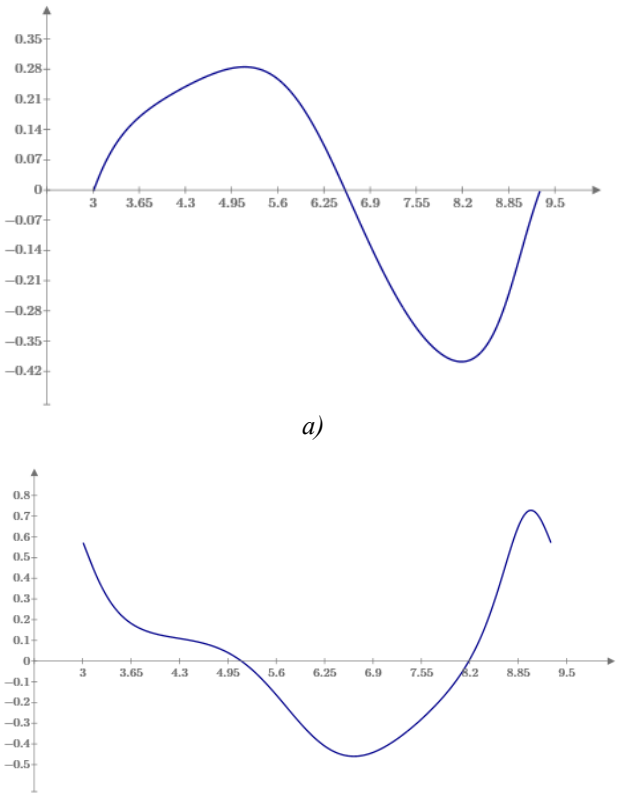


Рис. 3. Кінематичні характеристики руху третьої ланки механізму хитання.

Fig. 3. Kinematic characteristics of the third element of the crank-rocker swing mechanism.

На рис. 3 показані кінематичні характеристики руху третьої ланки (платформи зі встановленим конвеєром), отримані графічним методом планів для 8 положень механізму.



а)

б)

Рис. 4. Графіки кутової швидкості (*а*) та кутового прискорення (*б*) третьої ланки для першого варіанту механізму, одержані в системі Mathcad

Fig. 4. Graphs of angular velocity (*a*) and angular acceleration (*b*) of the third mechanisms element, obtained in the Mathcad system, for the first variant of the mechanism

На рис. 4 наведені графіки кутової швидкості та кутового прискорення третьої ланки, отримані для першого варіанту механізму в системі Mathcad за допомогою аналітичних залежностей та методикою, викладеною в [8].

Очевидно, що аналітичні методи у поєднанні зі спеціалізованим програмним забезпеченням дозволяють отримати більш точні результати. Зокрема, максимальне значення кутового прискорення, як це видно з рис. 4, припадає на точку, яка не потрапила в аналіз графічними методами та розташована між положеннями 7-0, наведеними на рис. 3. В той же час загальний характер кінематичних характеристик та результати, отримані графічними та аналітичними методами, співпадають.

Графіки зрівноважувального (зведеного) моменту наведено на рис. 5.

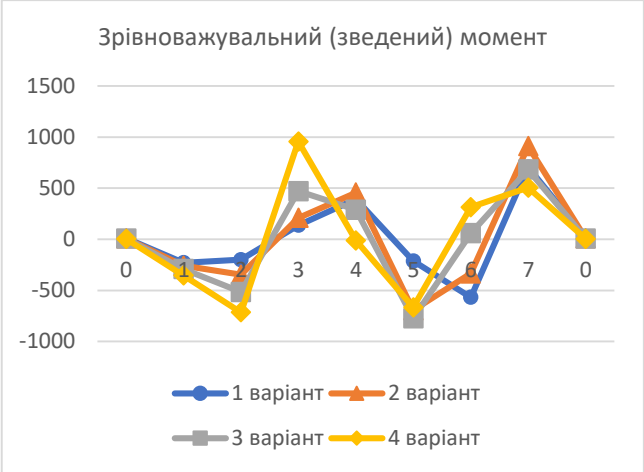


Рис. 5. Графіки зрівноважувального моменту для чотирьох варіантів механізму хитання

Fig. 5. Balance torque graphs for the four variants of the crank-rocker swing mechanism

Як видно з рис.5, зрівноважувальний момент є знакозмінним, тобто на певних етапах руху він є рушійним, а в інших – моментом опору. Найбільший опір сили інерції створюють на початкових етапах руху третьої ланки від крайніх положень, наведених на рис. 2. Розглядаючи результати розрахунків для прийнятих варіантів механізму, можна зробити висновок про те, що найменший опір інерційні навантаження створюють для механізму у варіанті 1. Незважаючи на дещо завищений від рекомендованого максимальний кут тиску для цього варіанту, він є оптимальним. Далі за оптимальністю ідуть варіанти 2, 4 та 3.

Висновки

1. Проведений оптимізаційний розрахунок показав, що раціональний підбір розмірів ланок в механізмі хитання радіально-поворотного конвеєра може на 5-40% знизити сили опору (інерційні навантаження) та, як наслідок, необхідну потужність привідного двигуна.

2. Перспективним є проведення більш детального оптимізаційного розрахунку із меншим кроком зміни базової довжини l_{CO1}, який бажано виконувати із застосуванням аналітичних методів у поєднанні зі спеціалі-

зованим програмним забезпеченням, що дозволяє одержати максимально точні результати

Список літератури

1. *Фролов К. В., Попов С. А., Мусатов А. К.* Теория механизмов и машин. 3-е изд., стер. Москва. Высшая школа. 2001. 496 с.

2. *Артоболевский И. И.* Теория механизмов и машин. 4-е изд., перераб. и доп. Москва. Наука, гл. ред. физ.-мат. лит. 1988. 640 с.

3. *Заховайко О. П.* Теорія механізмів і машин. Курс лекцій для студентів спеціальності «Динаміка і міцність машин». Київ. НТУУ "КПІ", 2010. 243 с.

4. *Тимофеева Г. А., Умнова Н. В.* Теория механизмов и машин. Курсовое проектирование. Москва. Изд-во МГТУ имени Н. Э. Баумана, 2010. 154 с.

5. *Чёрная Л. А., Тимофеев Г. А.* Теория механизмов и машин. Курсовое проектирование. Москва: Издательство МГТУ имени Н. Э. Баумана, 2019. 172 с.

6. *Фёдоров Н. Н.* Теория механизмов и машин. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2008. 224 с.

7. *Бурлака В. В., Кучеренко С. І., Мазоренко Д. І., Тищенко Л. М.* Основи теорії механізмів і машин. Курс лекцій. Харків, 2009. 340 с.

8. *Кіницький Я. Т., Харжевський В. О., Марченко М. В.* Теорія механізмів і машин в системі Mathcad. Хмельницький: РВЦ ХНУ, 2014. 324 с.

References

1. *Frolov K. V.* (2001). Theory of mechanisms and machines. Moscow: Vyssh. shk. 496.

2. *Artobolevskij I. I.* (1988). Theory of mechanisms and machines. Moscow: Nauka, 640.

3. *Zahovajko O. P.* (2010). Theory of mechanisms and machines. Course of lectures for students majoring in "Dynamics and strength of machines". Kyiv: KPI, 243.

4. *Timofeev G. A., Umnov N. V.* (2010). Theory of mechanisms and machines. Course design. Moscow: Izdatelstvo MGTU im. N. E. Baumana, 154.

5. *Chyornaya L.A., Timofeev G. A.* (2019). Theory of mechanisms and machines. Course design. Moscow: Izdatelstvo MGTU im. N. E. Baumana, 172.

6. *Fyodorov N. N.* (2008) Theory of mechanisms and machines: tutorial. Omsk: Izd-vo OmGTU, 224.

7. *Burlaka, V.V., Kucherenko, S.I., Mazorenko, D.I., Tishenko, L.M.* (2009). Osnovi teoriyi mehanizmiv i mashin. Kurs lekcij [Theory of mechanisms and machines. Course of lectures]. Kharkiv, 340.

8. *Kinickij Y. T., Harzhevskij V. O., Marchenko M. V.* (2014). Theory of Mechanisms and Machines in the Mathcad System. Khmelnytsky: RVC KhNU, 324.

ОПТИМИЗАЦИЯ МЕХАНИЗМА КАЧАНИЯ РАДИАЛЬНО-ПОВОРОТНОГО КОНВЕЙЕРА ЗА СЧЕТ СНИЖЕНИЯ ИНЕРЦИОННЫХ НАГРУЗОК

А. В. Гаврюков, А. Н. Клен

Аннотация. Статья посвящена решению практической задачи по оптимизации кривошипно-коромыслового механизма качания радиально-поворотного конвейера, который используется для распределения сыпучих материалов по дуге окружности. Под оптимизацией в данном случае понимается подбор таких размеров механизма качания, при которых приведенный к первому звену момент от сил сопротивления, вызванный главным образом инерционными нагрузками, возникающими от колебательного движения платформы с установленным на ней конвейером, минимальны. Для решения этой задачи сначала проводится кинематический синтез механизма качания, который заключается в нахождении размеров звеньев по условиям синтеза (осуществление необходимого движения), затем – кинематический анализ, в результате которого определяются ускорения звеньев, от которых непосредственно зависят силы инерции, и наконец – силовой анализ, в результате которого определяется приведенный к первому звену механизма момент действующих сил. На основе проведенных расчетов выбирается вариант механизма с такими размерами звеньев, при которых приведенный момент сопротивления является минимальным. В результате оптимизации за счет выбора рациональных размеров звеньев уменьшается сопротивление движению и, как следствие, необходимая мощность привода механизма качания конвейера.

Ключевые слова: оптимизация механизмов, кривошипно-коромысловый механизм, синтез механизмов, инерционные нагрузки.

OPTIMIZATION OF ROTARY CONVEYOR SWING MECHANISM BY REDUCING INERTIAL LOADS

O. V. Gavryukov, A. M. Klyon

Abstract. The paper is devoted to solving a practical problem of the crank-rocker swing mechanism optimization of the radial-rotary conveyor, which is used for the distribution of bulk materials along the radial arc. Optimization in this case means the selection of such dimensions of the mechanisms elements, in which the moment of the resistance forces, reduced to the first element and caused mainly inertial loads arising from the swing motion of the platform with a conveyor mounted on it, are minimal. To solve this problem, first of all a kinematic synthesis of the crank-rocker swing mechanism is perform, which consists in finding the dimensions of the mechanisms elements under the conditions of synthesis (implementation of the desired motion). Next step is kinematic analysis, which determines the acceleration of the mechanisms elements on which the forces of inertia directly depend. Finally, the force analysis is perform, as a result of which the moment of the acting forces, reduced to the first element of the mechanism, is defined. On the basis of the carried-out calculations the variant of the mechanism with such sizes of elements at which the consolidated moment of resistance is minimum is chosen. As a result of optimization due to the

choice of rational sizes of mechanisms elements the resistance of movement decreases and the required capacity of the conveyor swing mechanism drive is reduced.

Key words: mechanisms optimization, crank-rocker mechanism, mechanisms synthesis, inertial loads.

О. В. Гаврюков ORCID 0000-0002-6377-4180.
А. М. Кльон ORCID 0000-0002-5105-0783.

Machinery & Energetics. *Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020, Vol. 11, No 3, 115-120*
ISSN 2663-1334 (print), ISSN 2663-1342 (online), www.journals.nubip.edu.ua/index.php/Tekhnica

http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.03.115

УДК 536.24

ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА ІЗ ЗАПОБІЖНОЮ МУФТОЮ

О. М. Троханяк

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторки: klendii_o@ukr.net.

Історія статті: отримано – квітень 2020, акцептовано – серпень 2020.
Бібл. 8, рис. 5, табл. 0.

Анотація. У статті показана схема роботи гвинтового конвеєра із запобіжною муфтою, проведений динамічний розрахунок його роботи. Розглянуті графічні залежності, за результатами яких можна оцінити вплив різноманітних параметрів системи на динамічні навантаження у привідних ланках конвеєра. Також представлений стенд для експериментальних випробувань механізму та проведено порівняння отриманих теоретичних та експериментальних досліджень роботи гвинтового конвеєра із запобіжною муфтою.

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

Постановка проблеми

З метою підвищення експлуатаційних показників гвинтових конвеєрів розроблено конструкцію запобіжної муфти для гвинтового конвеєра, що дає можливість у випадку виникнення перевантаження забезпечити осьове відведення робочого органу в напрямку протилежному до напрямку транспортування матеріалу при автоматичному відновленні робочого стану.

Аналіз останніх досліджень

Реверсування заклиненого робочого органу можна виконати за допомогою планетарних запобіжних пристроїв, що забезпечують зворотне провертання шнека від незначного кута повороту до декількох повних обертів з наступним відновленням початкового положення. Також можливий спосіб осьового відведення заклиненого гвинтового робочого органу за допомогою кулькових запобіжних муфт з профільним виконанням лунок, як при виході із зачеплення, так і при їх входженні.

Аналіз відомих досліджень [1; 2; 3] показав, що основними недоліками існуючих запобіжних пристроїв, які забезпечують реверсування перевантажених робочих органів є їх конструктивна та технологічна складність, велика матеріаломісткість, ненадійність в роботі. Також вони мають значні габаритні розміри, а при їх роботі виникають великі динамічні навантаження, внаслідок значних сил інерції ведених ланок приводу та робочого органу з автоматичним відновленням його початкового положення.

Мета досліджень

Підвищення ефективності функціонування гвинтових конвеєрів в екстремальних умовах експлуатації шляхом розроблення та обґрунтування раціональних параметрів запобіжної муфти шнекового робочого органу.

Результати досліджень

Для вирішення поставленої задачі розроблено конструкцію запобіжної муфти гвинтового конвеєра. На рис. 1 показана схема її роботи. При заклиненні робочого органу відбувається основне розчеплення півмуфт, тобто здійснюється вихід кульок з лунок на величину h по лінії *ab*, що спричиняє розмикання кінематичного ланцюга приводу. Далі кульки переміщаються по похилих робочих канавках (з кутом нахилу β) веденої півмуфти (лінія *bc*), і таким чином здійснюється плавне «м'яке» осьове відведення гвинтового робочого органу на максимальну величину x_2, що суттєво зменшує динамічне навантаження на привід конвеєра. Внаслідок подальшого обертання ведучої півмуфти кульки заходять у початкове положення, рухаючись при цьому по похилих зворотних канавках з кутом нахилу γ на торцевій поверхні веденої півмуфти (лінія *de*) і здійснюється переміщення шнека на величину x_3, тобто відбувається плавне відновлення робочого стану гвинтового конвеєра.

При визначенні конструктивних параметрів запобіжної муфти гвинтового конвеєра необхідно враховувати також дію динамічних навантажень, абсолютні значення яких будуть відрізнятися від статичних.

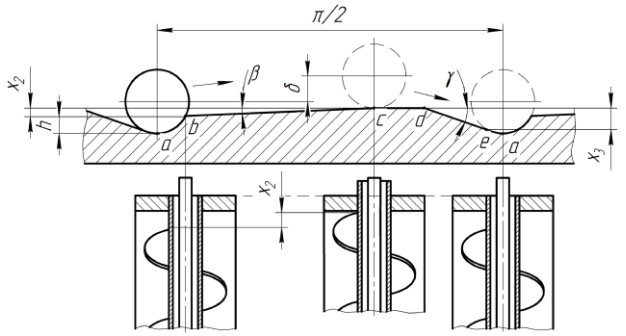


Рис. 1. Схема роботи запобіжної муфти.
Fig. 1. The scheme of operation of the safety clutch.

Для цього розглянемо динамічну модель привода, зображеного на рис. 2, що описується системою диференціальних рівнянь руху [4]:

$$\begin{aligned} J_1\ddot{\varphi}_1 &= T_d - c_1(\varphi_1 - \varphi_2);\\ J_{21}\ddot{\varphi}_2 &= c_1(\varphi_1 - \varphi_2) - T_m;\\ J_{22}\ddot{\varphi}_3 &= T_m - c_2(\varphi_3 - \varphi_4);\\ J_3\ddot{\varphi}_4 &= c_2(\varphi_3 - \varphi_4) - T_r, \end{aligned} \qquad (6)$$

де T_d – обертовий момент приводу; T_m – обертовий момент взаємодії півмуфт; T_r – момент опору на валу робочого органу; c_1 – приведена крутна жорсткість елементів приводу між двигуном і ведучою півмуфтою; c_2 – приведена крутна жорсткість елементів приводу між веденою півмуфтою і валом робочого органу; φ_1 – кут закручування валу приводу; φ_2 – кут закручування ведучої півмуфти; φ_3 – кут закручування веденої півмуфти; φ_4 – кут закручування валу робочого органу; J_1 – зведений момент інерції приводу; J_{21} – зведений момент інерції ведучої півмуфти; J_{22} – зведений момент інерції веденої півмуфти; J_3 – зведений момент інерції валу робочого органу.

Обертовий момент взаємодії півмуфт T_m визначається багатьма пара-метрами муфти: геометричними розмірами півмуфти та профілем елементів зачеплення; жорсткістю та початковим натягом притискної пружини; масою рухомої, в осьовому напрямку, частини півмуфти разом із шнеком та частиною вантажу; впливом сил тертя (проте, при якісному змащенні, він достатньо малий і ним можна знехтувати).

Встановлено, що залежність моменту визначається конструктивними, масовими та пружними характеристиками муфти, а також різницею кутів взаємного повороту півмуфт і їх похідними.

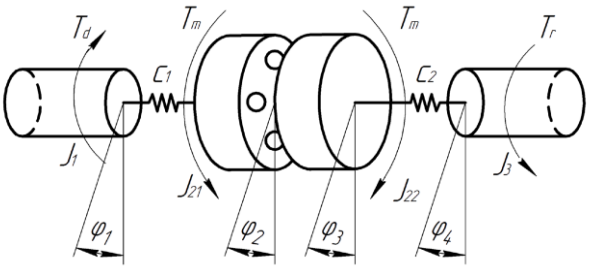


Рис. 2. Динамічна модель запобіжної муфти гвинтового конвеєра.
Fig. 2. Dynamic model of the safety coupling of the screw conveyor.

Після підстановок та відповідних перетворень отримано вираз для визначення обертового моменту T_m

$$T_m = \frac{A + B + C + D}{E}; \qquad (1)$$

де складові даної рівності запишуться:

$$A = \frac{m\left(\frac{\mathrm{D}}{2}\right)^2\left[r\sin\theta_0 - \frac{\mathrm{D}}{2}(\varphi_2 - \varphi_3)\right]^2}{r^2 - \left[r\sin\theta_0 - \frac{\mathrm{D}}{2}(\varphi_2 - \varphi_3)\right]^2}\left[\frac{c_1(\varphi_2 - \varphi_3)}{J_{21}} + \frac{c_2(\varphi_2 - \varphi_3)}{J_{22}}\right]; \qquad (2)$$

$$B = -\frac{m\left(\frac{\mathrm{D}}{2}\right)^3(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3)^2\left[r\sin\theta_0 - \frac{\mathrm{D}}{2}(\varphi_2 - \varphi_3)\right]}{r^2 - \left[r\sin\theta_0 - \frac{\mathrm{D}}{2}(\varphi_2 - \varphi_3)\right]^2}; \qquad (3)$$

$$C = -\frac{m\left(\frac{\mathrm{D}}{2}\right)^3(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3)^2\left[r\sin\theta_0 - \frac{\mathrm{D}}{2}(\varphi_2 - \varphi_3)\right]^3}{\left\{r^2 - \left[r\sin\theta_0 - \frac{\mathrm{D}}{2}(\varphi_2 - \varphi_3)\right]^2\right\}^2}; \qquad (4)$$

$$D = c\frac{\mathrm{D}}{2}\left\{\lambda_0 + h - r + \sqrt{r^2 - \left[r\sin\theta_0 - \frac{\mathrm{D}}{2}(\varphi_2 - \varphi_3)\right]^2}\right\}\frac{r\sin\theta_0 - \frac{\mathrm{D}}{2}(\varphi_2 - \varphi_3)}{\sqrt{r^2 - \left[r\sin\theta_0 - \frac{\mathrm{D}}{2}(\varphi_2 - \varphi_3)\right]^2}}; \qquad (5)$$

$$E = 1 + \frac{m\left(\frac{\mathrm{D}}{2}\right)^2\left[r\sin\theta_0 - \frac{\mathrm{D}}{2}(\varphi_2 - \varphi_3)\right]^2}{r^2 - \left[r\sin\theta_0 - \frac{\mathrm{D}}{2}(\varphi_2 - \varphi_3)\right]^2}\left(\frac{J_{21} + J_{22}}{J_{21}J_{22}}\right). \quad (6)$$

На рис. 3 зображені графіки зміни крутного моменту при провертанні півмуфт.

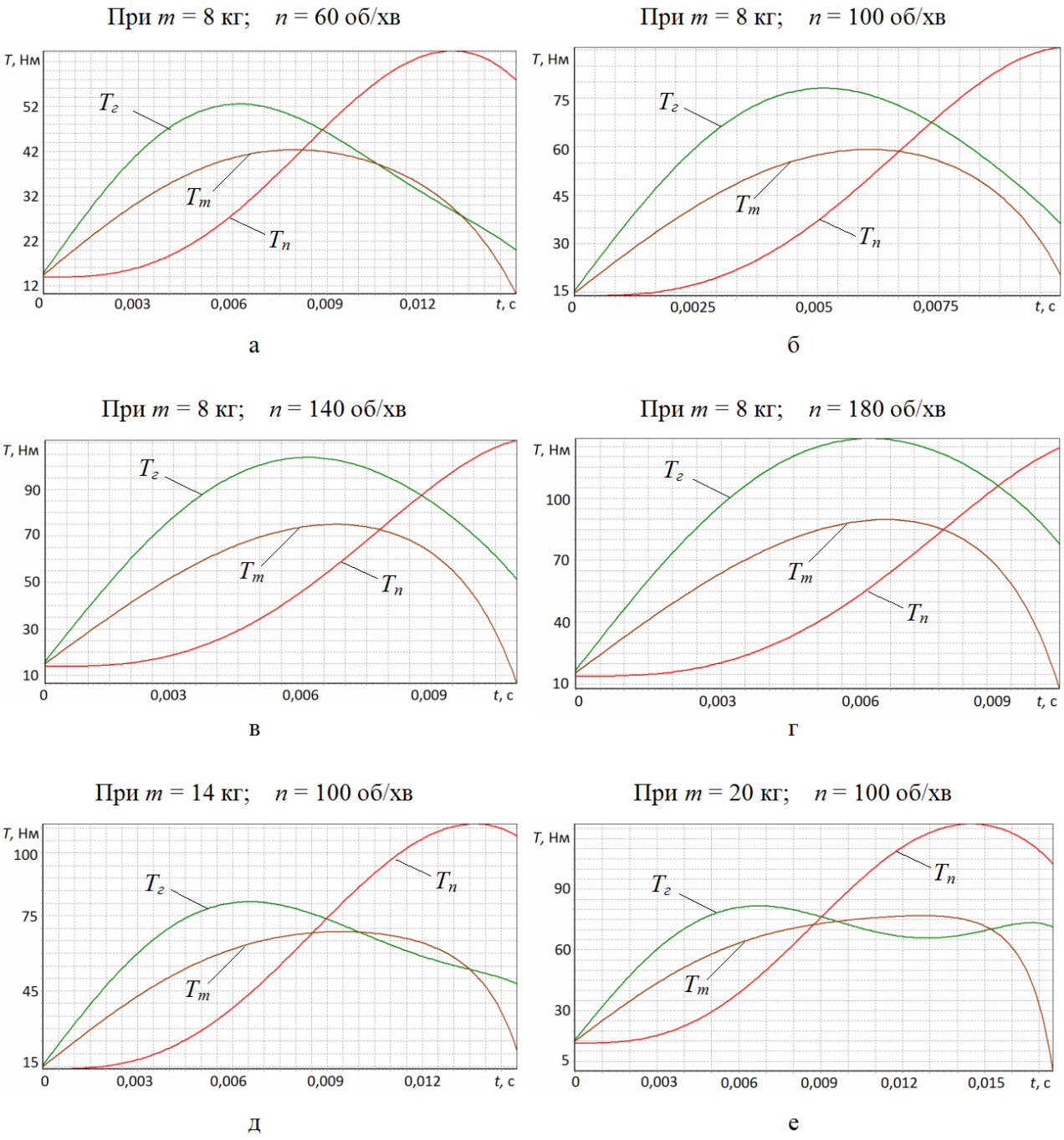


Рис. 3. Графіки зміни обертового моменту при провертанні півмуфт.
Fig. 3. Graphs of torque change when turning the couplings.

Момент $T_n = c_1(\varphi_2 - \varphi_1)$ характеризує обертовий момент приводу; момент $T_г = c_2\varphi_3$ – це момент, який виникає в заклиненій веденій півмуфті та робочому органі. При проведенні досліджень були прийняті такі значення параметрів: $J_1 = 40$ кг·м^2; $J_{21} = 0{,}0157$ кг·м^2; $J_{22} = 0{,}00925$ кг·м^2; $c_1 = c_2 = 1600$ Нм/рад; $c = 10000$ Н/м; $h = 4{,}6$ мм; $r = 12$ мм; $D = 115$ мм; $\delta_0 = 15$ мм. При цьому частота обертання n змінювалась в діапазоні 60…180 об/хв, а маса m – від 8 кг до 20 кг.

З графіків встановлено, що збільшення частоти обертання n призводить до зростання обертових

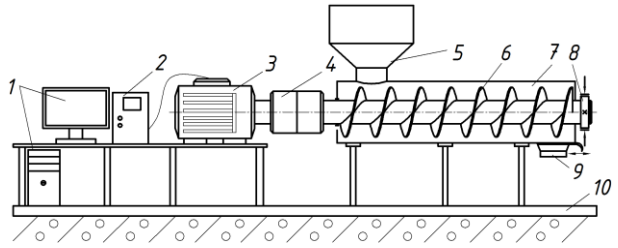
моментів системи. При зміні частоти обертання від 60 об/хв до 180 об/хв обертовий момент T_n зростає на 52,3 %, $T_г$ збільшується на 59,8 %, а T_m зростає на 51,9 %. Також встановлено, що збільшення маси рухомих ланок m призводить до зростання навантажень на привід.

При збільшенні маси від 8 кг до 20 кг обертовий момент T_n зростає на 36,7 %, $T_г$ – на 15,6 %, а T_m – на 34,5 %.

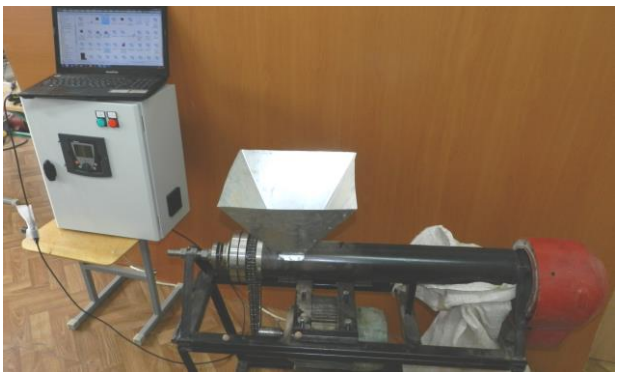
Для проведення досліджень розроблено експериментальний стенд для визначення параметрів та режимів роботи запобіжної муфти, який представлено на рис. 4. Він складається із рами 10, на якій розміщений гвинтовий конвеєр, що містить направляючу трубу 7, в якій розташований шнековий робочий орган 6. Зі сторони завантаження матеріалу встановлений бункер 5, а в зоні його вивантаження вікно з регульованою заслінкою 9 та гальма валу шнека 8. Привід робочого органу здійснюється від електродвигуна 3 через запобіжну муфту 4.

Для пуску двигуна та регулювання частоти його обертання використовували перетворювач частоти Altivar 71 і програмне забезпечення Power Suite v.2.5.0.

Методика проведення експериментальних досліджень полягає в наступному [5–8]. Кусковий або сипкий матеріал завантажується у бункер із гвинтовим робочим органом і транспортується у зону вивантаження. Навантаження може задаватись як гальмівним елементом, так і перекриттям шиберної заслінки.



а



б

Рис. 4. Конструктивна схема (а) та загальний вигляд (б) стенду для дослідження конвеєра із запобіжною муфтою.

Fig. 4. Structural diagram (a) and general view (b) of the stand for the study of the conveyor with a safety coupling.

Результати експериментальних досліджень при спрацюванні запобіжної муфти у вигляді кривих зміни частоти обертання привідного валу, крутного моменту та потужності фіксуються на дисплеї комп'ютера. Змінюю-чи ті чи інші параметри встановлювали вплив на значення крутного моменту T та потужності двигуна N в залежності від частоти обертання робочого органу n при його перевантаженні. Для побудови графічних залежностей використовувались пікові (максимальні) значення отриманих в результаті досліджень даних. Досліди проводились для чотирьох частот обертання робочого органу, а саме: n = 60; 100; 140 і 180 об/хв.

На рис. 5 представлені результати порівняння теоретичних (суцільна лінія) і (штрихова лінія) досліджень запобіжної муфти. Встановлено, що похибка між результатами проведених досліджень знаходиться в межах 4,5…18,6%.

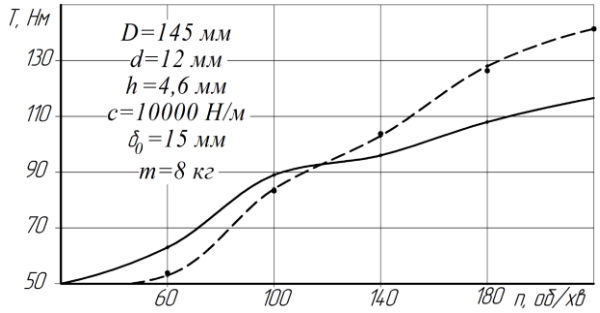


Рис. 5. Графік зміни обертового моменту від зміни частоти обертання робочого органу гвинтового конвеєра.

Fig. 5. The schedule of change of a torque from change of frequency of rotation of a working body of the screw conveyor.

Таким чином, за результатами порівняльних досліджень встановлено, що попередньо проведений динамічний розрахунок запобіжної муфти гвинтового конвеєра адекватно відображає реальні процеси спрацювання розробленої запобіжної муфти в екстремальних умовах експлуатації.

Висновки

1. На основі проведеного патентного огляду, та аналізу існуючих конструктивно-технологічних схем запропоновано нову конструкцію запобіжної муфти гвинтового конвеєра яка у випадку виникнення перевантаження дозволяє здійснити осьове відведення шнека в напрямку протилежному до напрямку транспортування матеріалу при автоматичному відновленні робочого стану.

2. Представлена схема роботи запобіжної муфти гвинтового конвеєра, проведений динамічний розрахунок її роботи. На основі якого встановлено, що збільшення частоти її обертання n призводить до зростання обертових моментів системи. Так, при зміні частоти обертання муфти від 60 об/хв до 180 об/хв обертовий момент T_n зростає на 52,3 %, $T_г$ збільшується на 59,8%, а T_m зростає на 51,9 %. Також встановлено, що збільшення маси рухомих ланок m призводить до зростання навантажень на привід. При

збільшенні маси від 8 кг до 20 кг обертовий момент T_n зростає на 36,7 %, T_c на 15,6 %, а T_m на 34,5 %.

3. Також представлений стенд для експериментальних випробувань механізму та проведено порівняння отриманих теоретичних та експериментальних досліджень роботи запобіжної муфти гвинтового конвеєра. Встановлено, що похибка між результатами проведених досліджень знаходиться в межах 4,5…18,6%.

Список літератури

1. *Hevko R. B., Klendiy M. B., Klendii O. M.* Investigation of a transfer branch of a flexible screw conveyer. INMATEH: Agricultural Engineering. 2016. Vol. 48. № 1. P. 29-34.

2. *Hevko R. B., Rozum R. I., Klendiy O. M.* Development of design and investigation of operation processes of loading pipes of screw conveyors. INMATEH: Agricultural engineering. 2016. Vol. 50, № 3. P. 89-96.

3. *Lyashuk O. L., Rogatynska O. R., Serilko D. L.* Modelling of the vertical screw conveyer loading, INMATEH Agricultural Engineering. 2016. Vol. 45. P. 87-94.

4. *Гевко Р. Б., Гладьо Ю. Б., Шинкарик М. І., Клендій О. М.* Динамічний розрахунок запобіжного пристрою шнекового транспортера. Вісник інженерної академії України. 2014. № 2. С. 163-168.

5. *Гевко Р. Б., Клендій О. М.* Методика проведення досліджень шнекового транспортера із запобіжним пристроєм. Сільськогосподарські машини. Луцьк. 2013. Вип. 24. С. 67-75.

6. *Rogovskii Ivan, Titova Luidmyla, Trokhaniak Viktor, Trokhaniak Oleksandra, Stepanenko Serhii*. 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. *Rogovskii Ivan, Titova Luidmyla, Trokhaniak Viktor, Trokhaniak Oleksandra, Stepanenko Serhii*. Experimental study on the process of grain cleaning 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 (61). No 1. https://doi.org/10.31926/but.fwiafe.2019.12.61.1.10. P. 117-128.

8. *Kresan Tetiana, Pylypaka Serhii, Ruzhylo Zynovii, Rogovskii Ivan, Trokhaniak Oleksandra.* 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. *Hevko R. B., Klendiy M. B., Klendii O. M.* (2016). Investigation of a transfer branch of a flexible screw conveyer. INMATEH: Agricultural Engineering. 48(1). 29-34.

2. *Hevko R. B., Rozum R. I., Klendiy O. M.* (2016). Development of design and investigation of operation processes of loading pipes of screw conveyors. INMATEH: Agricultural engineering. 50(3). 89-96.

3. *Lyashuk O. L., Rogatynska O. R., Serilko D. L.* (2016). Modelling of the vertical screw conveyer loading, INMATEH Agricultural Engineering. 45. 87-94.

4. *Hevko R. B., Gladyo Y. B., Shinkarik M. I., Klendiy O. M.* (2014). Dynamic calculation of the safety device of the screw conveyor. Bulletin of the Engineering Academy of Ukraine. 2. 163-168.

5. *Hevko R. B., Klendiy O. M.* (2013). Methods of research of the screw conveyor with the safety device. Agricultural machinery. 24. 67-75.

6. *Rogovskii Ivan, Titova Luidmyla, Trokhaniak Viktor, Trokhaniak Oleksandra, Stepanenko Serhii*. (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). 117-128. https://doi.org/10.31926/but.fwiafe.2020.13.62.1.11.

7. *Rogovskii Ivan, Titova Luidmyla, Trokhaniak Viktor, Trokhaniak Oleksandra, Stepanenko Serhii*. (2019). Experimental study on the process of grain cleaning in a pneumatic microbiocature separator with apparatus camera. Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Series II: Forestry, Wood Industry, Agricultural Food Engineering. 12 (61-1). 117-128. https://doi.org/10.31926/but.fwiafe.2019.12.61.1.10.

8. *Kresan Tetiana, Pylypaka Serhii, Ruzhylo Zynovii, Rogovskii Ivan, Trokhaniak Oleksandra.* (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.

ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВИНТОВОГО КОНВЕЙЕРА С ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЙ МУФТОЙ

А. Н. Троханяк

Аннотация. В статье представлена схема работы винтового конвейера с предохранительной муфтой, проведенный динамический расчет его работы. Представлены графические зависимости, по результатам которых можно исследовать влияние различных параметров системы на динамические нагрузки в приводных звеньях конвейера. Также представлен стенд для экспериментальных испытаний механизма и проведено сравнение полученных теоретических и экспериментальных исследований работы винтового конвейера с предохранительной муфтой.

Ключевые слова: винтовой конвейер, шнек, муфта, канавка, крутящий момент.

DYNAMIC CALCULATION OF SCREW CONVEYOR OF SAFETY CLUTCH

O. M. Trokhaniak

Summary. The article presents a scheme of screw conveyor of the safety clutch, the calculation carried out by a dynamic of its work. Graphically depending is present on the results of which can investigate the influence of various parameters of the system on the dynamic loads in the drive links of the conveyor. Also presented stand for the experimental test engine and a comparison of theoretical and experimental research work overload clutch of screw conveyor.

Keywords: screw conveyer, screw, clutch, groove, torque.

О. М. Троханяк ORCID 0000-0002-4671-5824.

Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020, Vol. 11, No 3, 121-128
ISSN 2663-1334 (print), ISSN 2663-1342 (online), www.journals.nubip.edu.ua/index.php/Tekhnica

http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.03.121

УДК 536.24

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ЯК МЕТОД ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ВДОСКОНАЛЕННЯ БОКОВОЇ СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ В ПТАШНИКУ З ТРАДИЦІЙНИМ РОЗТАШУВАННЯМ ВИТЯЖНИХ ВЕНТИЛЯТОРІВ

В. І. Троханяк

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція автора: trokhaniak_v@nubip.edu.ua.

Історія статті: отримано – квітень 2020, акцептовано – серпень 2020.
Бібл. 13, рис. 12, табл. 2.

Анотація. З метою забезпечення нормованого і рівномірного внутрішнього середовища в пташнику, для великих виробництв, необхідні нові системи вентиляції. В рамках цього дослідження було проведено чисельне моделювання бокової системи вентиляції в пташнику у зимовий період року. В результаті отримано поля швидкостей, ліній току і тисків у пташнику в 3D постановці. Знайдено, що припливні клапана які розміщуються на висоті 200 мм від перекриття працюють значно ефективніше ніж в традиційній постановці на висоті 400 мм. Монтаж стін із внутрішнього боку каркасу пташника, а також зменшення висоти перекриття покращують аеродинаміку в пташнику.

Ключові слова: чисельне моделювання, аеродинаміка, пташник, бокова система вентиляції, припливні клапана.

Постановка проблеми

Тепловий режим пташників є одним із вирішальних факторів, які визначають продуктивність цієї галузі тваринництва. Утримання птиці в холодних, вологих приміщеннях з незадовільною вентиляцією призводить до зменшення приросту її ваги на 20–30 %, зниження несучості на 30–35 % та підвищення захворюваності молодняку в 2–3 рази, а також перевитрат кормів та перевищення строків вирощування, встановлених зоотехнічними нормами. Тепловий режим пташника встановлюється в результаті теплообмінних процесів, що протікають як всередині приміщення, так і через його зовнішнє огородження. Він формується під впливом системи опалення та вентиляції залежно від метеорологічних параметрів зовнішнього повітря і теплотехнічних характеристик будівельних конструкцій.

На рис. 1 зображено традиційну конструкції пташника. У ній стіни розташовані із зовнішньої сторони бетонного каркасу. Перекриття не є зменшеним. Таким чином аеродинаміка середовища в пташнику є погіршеною. Відбуваються застійні зони повітряного потоку, що призводять до захворювання птиці та їх невідповідного утримання.

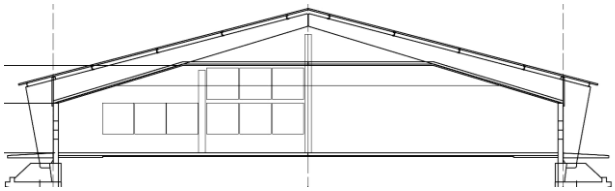


Рис. 1. Фрагмент традиційної конструкції пташника з припливними клапанами бокової вентиляції.

Fig. 1. Fragment of a traditional design of a poultry house with supply valves of lateral ventilation.

Тому розробка вдосконалених бокових систем вентиляції є актуальною проблемою і потребує свого вирішення.

Аналіз останніх досліджень

Авторами [1] були проаналізовані ефекти висоти (0,4 м, 0,55 м, 0,7 м, 0,85 м і 1 м) і інтервалів (6 м, 9 м, 12 м, 15 м і 18 м) дефлекторів на швидкість і розподіл повітря в кліткових зонах. Дослідження показало, що дефлектори можуть значно направляти потік повітря вниз. Збільшувати швидкість повітря в кліткових і прохідній зоні на 0,66 м/с і 0,91 м/с відповідно, ніж без дефлекторів, коли дефлектори були заввишки 1 м з інтервал 6 м.

Автори у публікаціях [2-4] запропонували нову систему охолодження в пташнику з використанням теплообмінних апаратів спеціальної конструкції [5-8]. Провели CFD моделювання потоків повітря і тепло- масообміну в приміщенні пташника. В них в якості охолоджувача використовується вода підземних свердловин. Дано рекомендації по вибору конструкції систем вентиляції в пташниках. В продовженні даних досліджень [9] автори оптимізували висоту витяжних вентиляторів. Показано, що вентиляційне обладнання доцільно встановлювати на висоті 1,5 м. При цьому

зменшується величина застійних зон та нерівномірність розподілу швидкості повітря поблизу птиці.

З метою зниження витрати енергії та підвищення якісних показників повітряного середовища під час забезпечення необхідних умов утримання птиці [10] автори провели експериментальні дослідження та чисельне моделювання. В процесі досліджень досягнули зменшення енерговитрат для забезпечення мікроклімату під час вирощування бройлерів. Підвищили якість повітряного середовища пташників. Дало змогу зменшити витрати кормів та втрати поголів'я птиці і, як результат, підвищити економічну ефективність виробництва та якість готової продукції.

Автори [11, 12] вважають, що метод бокової механічної системи вентиляції є більш ефективним порівняно з іншими методами. Моделювання CFD показали широкий діапазон від значень швидкості потоку повітря. Відносно швидкості повітря в приміщенні були зроблені два основні висновки: 1 - надмірна неоднорідність в площині, де знаходилися тварини; і 2 - недостатній рух повітря, щоб внести свій внесок в терморегуляцію з птиці.

В роботі [13] представлено рішення CFD для різних конфігурацій потоку і форми пташника. Ефекти поперечної і поздовжньої вентиляції поєднуються зі змінами напрямків вхідних повітряних потоків, а також з різною формою поперечного перерізу, отриманої за допомогою клапанів. В даній роботі розглядається конструкція пташника таким чином, що стіни розташовані на зовнішній стороні бетонного каркасу. Така конструкція погіршує аеродинаміку в середині пташника. Дуже багато застійних повітряних зон. За рахунок високого перекриття, тепло у зимовий період зосереджене над птицею. Що супроводжує збільшення енергетичних витрат на нагрів приміщення.

Мета досліджень

Модернізація конструкції пташника, пошук ефективного розташування припливних клапанів та вдосконалення аеродинамічних характеристик в приміщенні пташника за допомогою чисельного моделювання.

Результати досліджень

Згідно технічного завдання виконано інженерний розрахунок повітрообміну у зимовий період року. Для видалення вуглекислого газу, водяних парів та шкідливих домішок необхідно забезпечити витрати повітря близько 155 тис м^3/год при зовнішній температурі -10 ºС.

Геометрія побудована в реальних розмірах. Для зменшення розрахункового часу в середині по довжині приміщення застосовано симетрію. Тобто моделювання проведено лише для половини пташника. Розрахунки проведені при витраті повітря 45,2 кг/с. Температура зовнішнього повітря приймається рівною -10 ºС та вводять параметри теплового випромінювання. Стіни виконані з бетону та утеплені пінопластом 35 кг/м^3 товщиною відповідно: 60/150/60 мм. Покрівля напилена пінополіуретаном 100 мм 45 кг/м^3. Підлога утеплена пінополістиролом 45 кг/м3 товщиною 100 мм на ширину 2 м від стіни по периметру пташника, решта площі – 50 мм. Довжина пташника 120 м, ширина – 22,36 м (див. рис. 2). У птахівничих приміщеннях птиця при підлоговому утриманні в кількості 41 тис, маса – 3.3 кг. Вона є джерелом теплоти і відповідає +41 ºС. Використовується вентиляційний клапан Wlotpowietrza 857x337 mm 3000-VFG Przepustowocs 2900 м^3/год. Вони розташовані на бічних стінках в загальній кількості 79 шт (рис. 5а). Перші 10 вентиляційних клапанів розташовані на висоті 0,2 м від перекриття (див. рис. 3б, рис. 5а). Решта клапанів на висоті 0,4 м від перекриття (див. рис. 3а, 4, 5а (H5)).Одним із конструкторських рішень є встановлення, над припливними клапанами, спойлер під кутом нахилу 75º від вертикалі (див. рис. 4 (A20)). Довжина спойлера 0,8 м (L9). Витяжні вентилятори Munters EM50 1,5 Hp в загальній кількості 18 шт. У зимовий період року використовується 6 шт. із традиційним розташуванням (див. рис. 5б), у верхньому ряді зміщені ближче до центру. Такі вентилятори можуть витримувати максимальне довготривале навантаження до 58 Па.

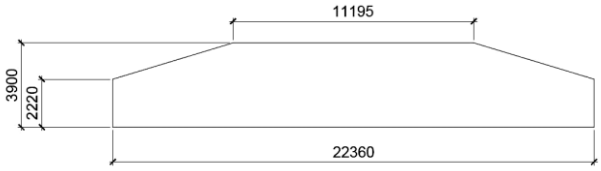
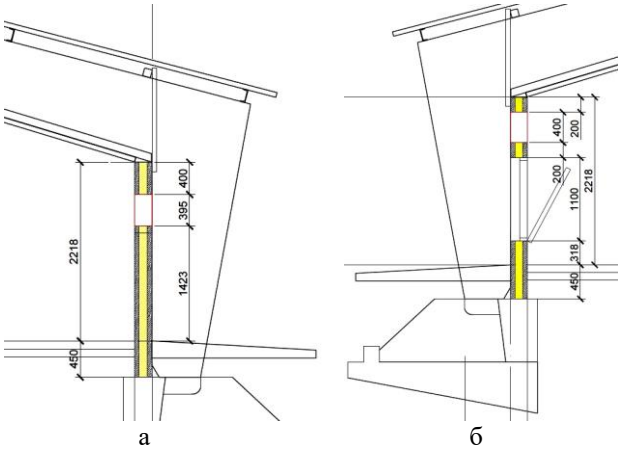


Рис. 2. Запропонований план конструктивних розмірів пташника в поперечному перерізі.

Fig. 2. The plan of the constructive sizes of a poultry house in cross section is offered.



а б

Рис. 3. Місця розташування клапанів по поздовжніх стінах: а – малі клапани, б – клапани тунельної вентиляції.

Fig. 3. Locations of valves on longitudinal walls

На рис 4 схематично показано вигляд збоку кута нахилу клапана. Конструктивно схема вентиляції побудована так, що для нормалізації аеродинамічних параметрів у пташниках в зимовий період року потік повітря досягав центру приміщення. Використання даного способу дозволяє знизити втрати тиску припливного повітря в приміщенні пташника. Тому внесено конструктивні зміни, ширину приміщення збільшено з 21 м, в традиційній постановці, до 22,36 м в новій постановці. На рис. 4 показано максимальне відкривання клапана на 0,1 м (H16).

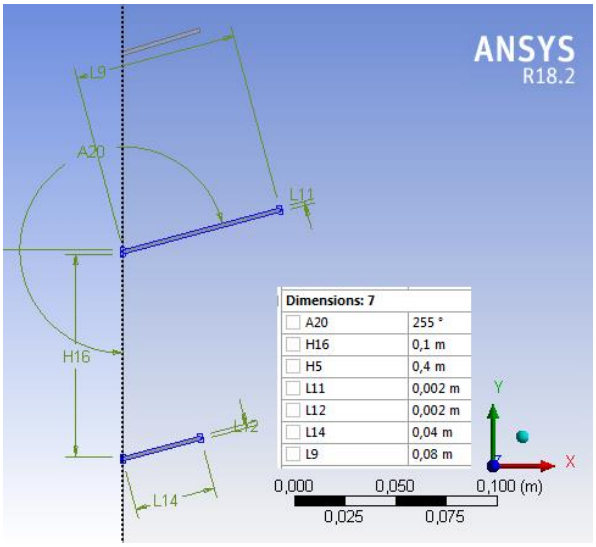
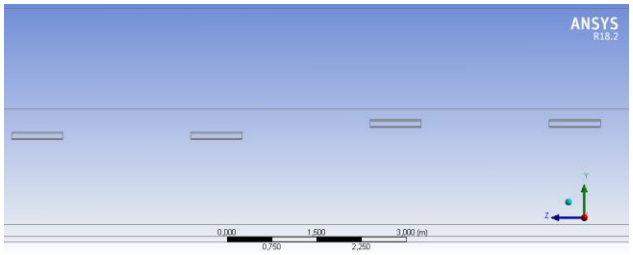
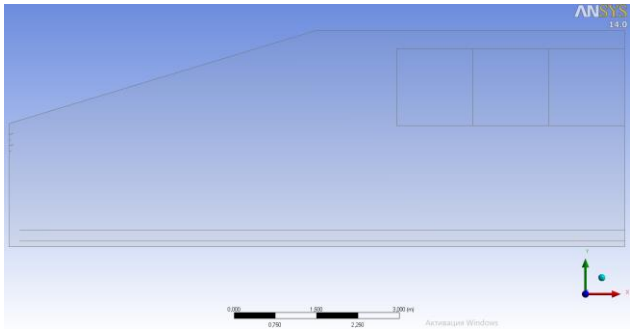


Рис. 4. Кути нахилу припливних клапанів та спойлера.

Fig. 4. Tilt angles of supply valves and spoiler.



а



б

Рис. 5. Бокова (а) та задня торцева (б) стінки пташника.

Fig. 5. Lateral (a) and rear end (b) walls of the poultry house.

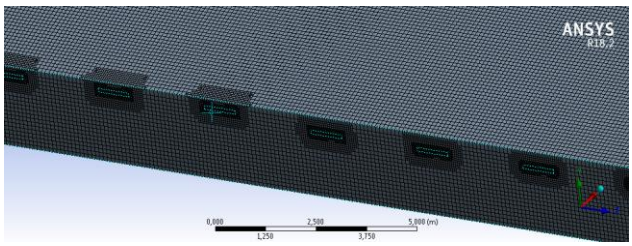
Кількість елементів та граней достатньо велика (табл. 1). Враховуючи великі розміри приміщення, розмір елемента та грані збільшено не на багато із-за обмеження продуктивної та розрахункової потужності комп'ютера.

Таблиця 1. Параметри побудови сітки для птахівничого приміщення.

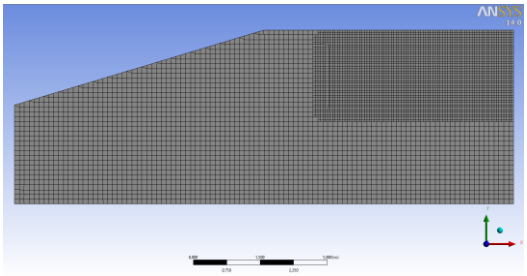
Table 1. Parameters of construction of a grid for a poultry house.

Параметри настройки	Показник
Покажчик якості сітки (orthogonal quality)	0,234
Кількість елементів, шт	3812864
Кількість вузлів, шт	4005172
Метод	CutCell
Максимальний розмір грані, м	0,11
Мінімальний розмір грані, м	0,0275
Мінімальний розмір елемента припливних клапанів, м	0,0276
Мінімальний розмір елемента витяжних вентиляторів, м	0,05

На рис. 6 зображено побудовану сітку птахівничого приміщення з фронтальної та бокової сторони, отвори припливного повітря та вхідних воріт. Сітка дещо зменшена відносно решти площі стінки. Дані заходи застосовані для покращеного розрахунку гідродинаміки. Також здійснили згущення сітки поблизу підлоги у зв'язку з розташуванням на ній птиці.



а



б

Рис. 6. Сітка з бічної сторони (а) та із задньої торцевої сторони (б) пташника.

Fig. 6. Mesh on the side (a) and on the rear end side (b) of the poultry house.

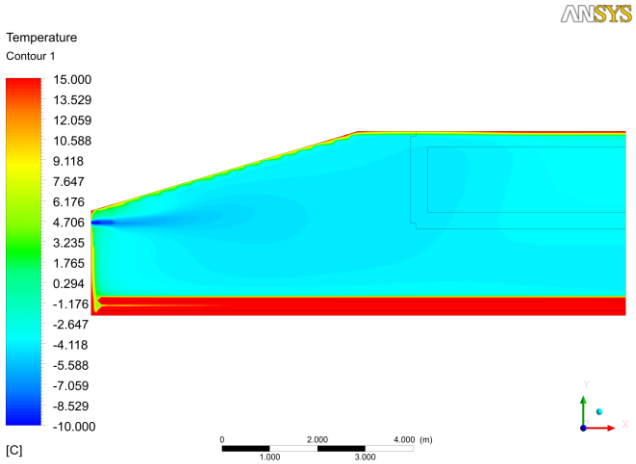
Використовуючи метод кінцевих елементів побудовано розрахункову сітку 3D в програмному комплексі ANSYS Meshing для розв'язку задач гідродинаміки і теплопереносу в птахівничому приміщенні. В результаті побудови різноманітних сіток для чисельного моделювання, вибрано найбільш оптимальні та якісні, що дають змогу отримати достовірні та точні результати розрахунку вентиляційних потоків у пташнику. Моделювання проводилось без додаткової системи опалення.

Рух в'язкої рідини або газу (повітря) описується системою рівнянь, яка включає рівняння нерозривності й рівняння збереження кількості руху в проекціях на осі координат. Якщо рух середовища супроводжується теплопереносом, до системи названих рівнянь добавляється рівняння збереження енергії (рівняння теплопереносу).

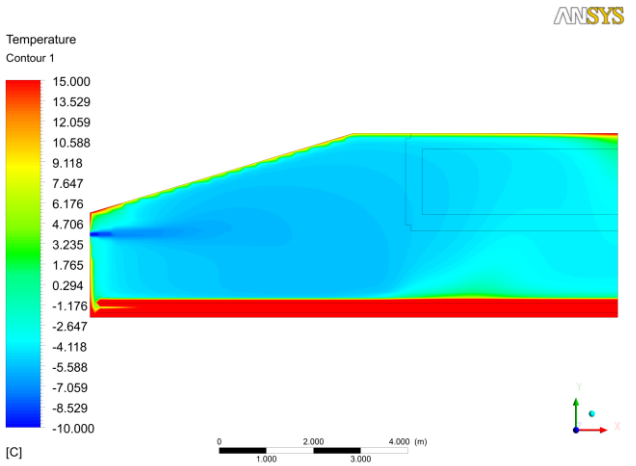
В основі математичної моделі лежать рівняння Нав'є-Стокса і рівняння переносу енергії для конвективних течій. У розрахунках застосована модель турбулентності Спаларта-Аллмараса та модель випромінювання Discrete Ordinates.

Наведені результати чисельного моделювання пташника в 3D, які дають можливість порівняти три різновиди відкривання клапанів при боковій системі вентиляції пташника. Для проведення чисельного моделювання, попередньо здійснюють побудову сітки 3D методом кінцевих елементів в ANSYS Meshing.

На рис. 7-12 показано результати чисельного моделювання пташника на двох ділянках по довжині приміщення – 10,3 м. і 52,3 м., при витраті повітря 45,2 кг/с.



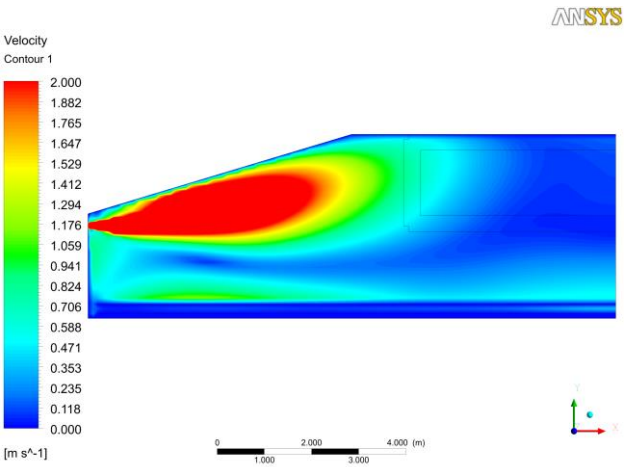
а



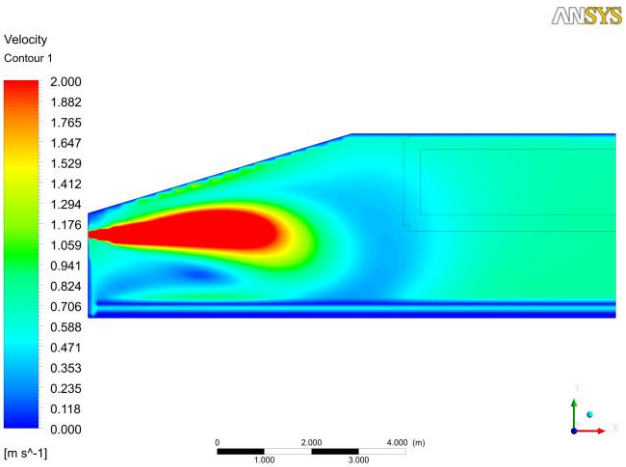
б

Рис. 7. Поле температур (°С) в приміщенні пташника при витраті повітря 45,2 кг/с на відстані від передньої торцевої стінки: а – 10,3 м; б – 52,3 м.

Fig. 7. Temperature field (°C) in the poultry house at an air flow rate of 45.2 kg/s at a distance from the front end wall.



а



б

Рис. 8. Поле швидкостей (м/с) в приміщенні пташника при витраті повітря 45,2 кг/с на відстані від передньої торцевої стінки: а – 10,3 м; б – 52,3 м.

Fig. 8. Velocity field (m/s) in the poultry house at an air flow rate of 45.2 kg/s at a distance from the front end wall

На рис. 7 показано поле температур в пташнику на відстані 10,3 м. (рис. 7 а) повітря яке заходить в приміщення, плавно направлене до центра приміщення і минаючи основний масив птиці. А на відстані 52,3 м. (рис. 7 б) по довжині приміщення такої картини не спостерігається. Холодне повітря з температурою від -5 до -2 °С направляється до центра приміщення і омиває птицю.

На рис. 8-9 показано гідродинаміку потоку повітря в пташнику. Як уже згадувалось вище, потік повітря направлений у гору припливними клапанами. Однак за рахунок малих тисків і швидкостей на вході, повітря після проходження третини приміщення падає вниз. Лише клапани які знаходяться на висоті 200 мм. від перекриття (рис. 8 а, рис. 9 а) плавно проходить поблизу поверхні перекриття і направляється до центра приміщення. Клапани які знаходяться на висоті 400 мм. від перекриття не дають такого ефекту. Це може бути визвано збуренням яке відбувається за рахунок великих об'ємів приміщення. Середня швидкість повітря на вході при становить 9,63 м/с.

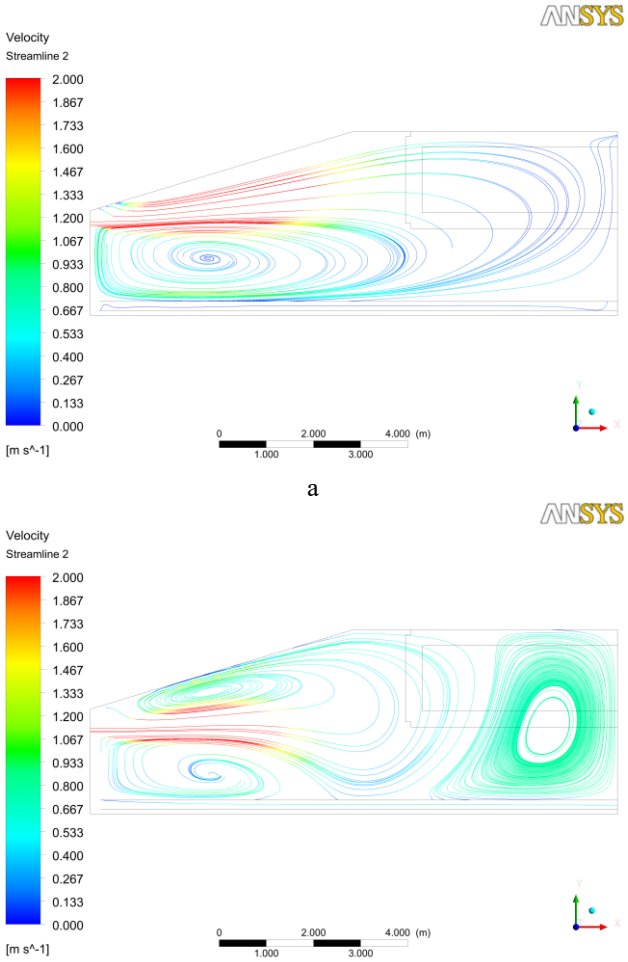


Рис. 9. Лінії току (м/с) в приміщенні пташника при витраті повітря 45,2 кг/с на відстані від передньої торцевої стінки: а – 10,3 м; б – 52,3 м.

Fig. 9. Current lines (m/s) in the poultry house at an air flow rate of 45.2 kg/s at a distance from the front end wall.

На рис 10 показано поле швидкостей по площині приміщення на висоті 0,7 м. від рівня підлоги. Дані результати поможуть оцінити швидкість повітря над птицею. Середня швидкість повітря – 0,696 м/с, що відповідає нормам технічного проектування. Лише поблизу витяжних вентиляторів швидкість дещо більша 2 м/с. Основний масив птиці не будуть відчувати дискомфорту.

На рис. 11-12 представлено лінії току та об'ємних витрат повітря для пташника в 3D. Приведені результати показують що клапани які розташовані на 400 мм. від перекриття працюють не ефективно. Враховуючи таке розташування витяжних вентиляторів, повітря направляється по приміщенні в турбулентному режимі, створюючи так звану, повітряну трубу – близько на 22 м. Після цього повітря формується в однорідний потік і виходить на зовні. Більш детально можна побачити на рис. 9 б.

На рис. 10 показано втрати тиску у припливних клапанах. Падінням тиску є 56,81 Па – при 45,2 кг/с.

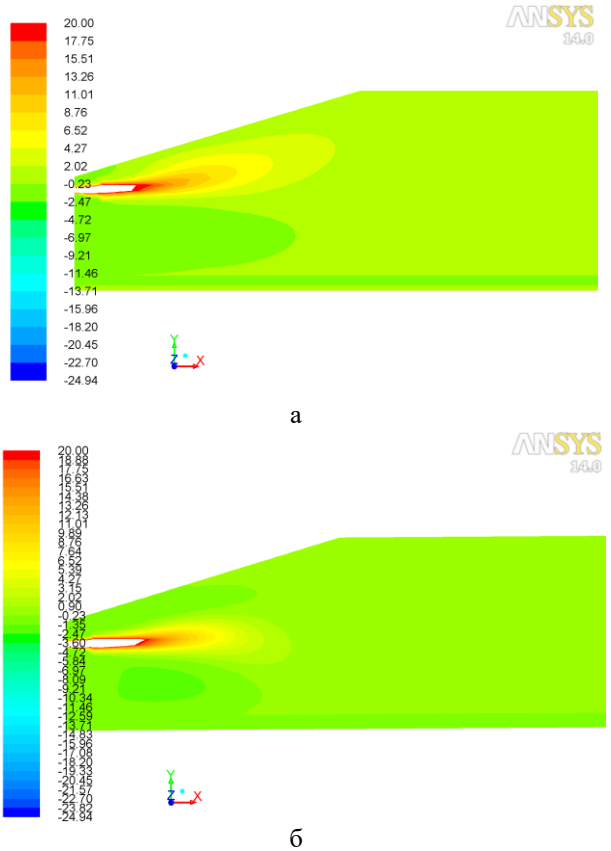


Рис. 10. Втрати тиску (Па) в припливному клапані приміщенні пташника при витраті повітря 45,2 кг/с на відстані від передньої торцевої стінки: а – 10,3 м; б – 52,3 м.

Fig. 10. Pressure loss (Pa) in the supply valve in the poultry house at an air flow rate of 45.2 kg/s at a distance from the front end wall.

У таблиці 2 представлено більш детальну інформації результатів чисельного моделювання.

Таблиця 2. Середні показники повітря в пташнику.

Table 2. Average air in the poultry house.

Параметри	Результат
Витрата повітря на вході для половини пташника, кг/с	45,2
Витрата повітря на вході для половини пташника, $м^3$/год	121634,4
Витрата повітря на вході для повного пташника, $м^3$/год	243268,8
Тиск на вході, Па	56,80748
Тиск на виході, Па	-3,9018
Температура на вході, К	263,961
Температура на виході, К	272,241
Швидкість на вході, м/с	9,633385
Швидкість на виході, м/с	9,010783
Швидкість на висоті 0,7 м від рівня підлоги, м/с	0,696554
Густина на вході, кг/$м^3$	1,337779
Густина на виході, кг/$м^3$	1,296898

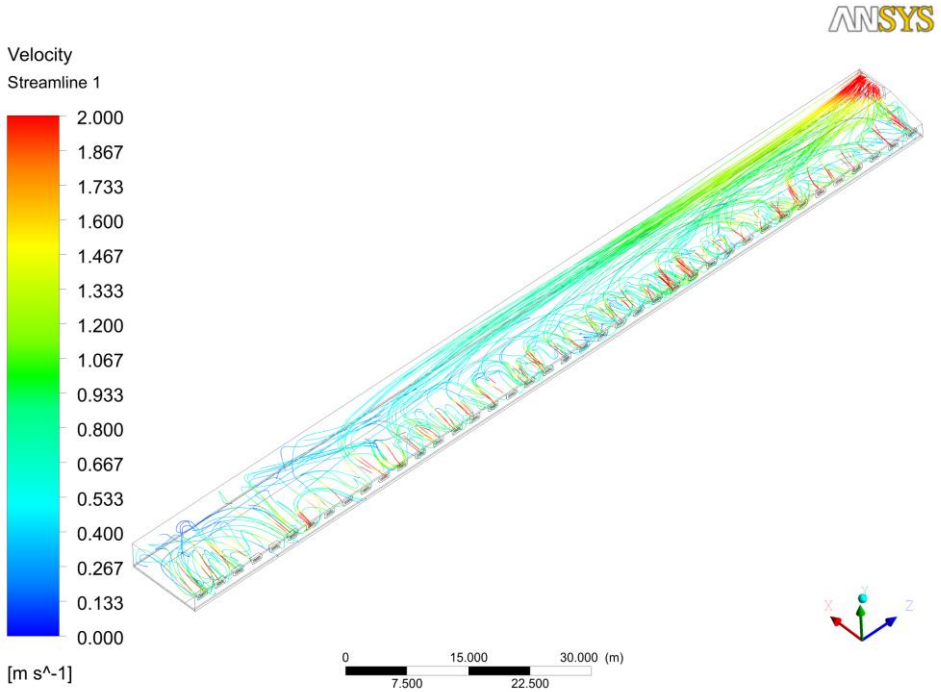


Рис. 11. Лінії току 3D (м/с) в приміщенні пташника при витраті повітря 45,2 кг/с.
Fig. 11. Current lines 3D (m/s) in the poultry house at an air flow rate of 45.2 kg/s.

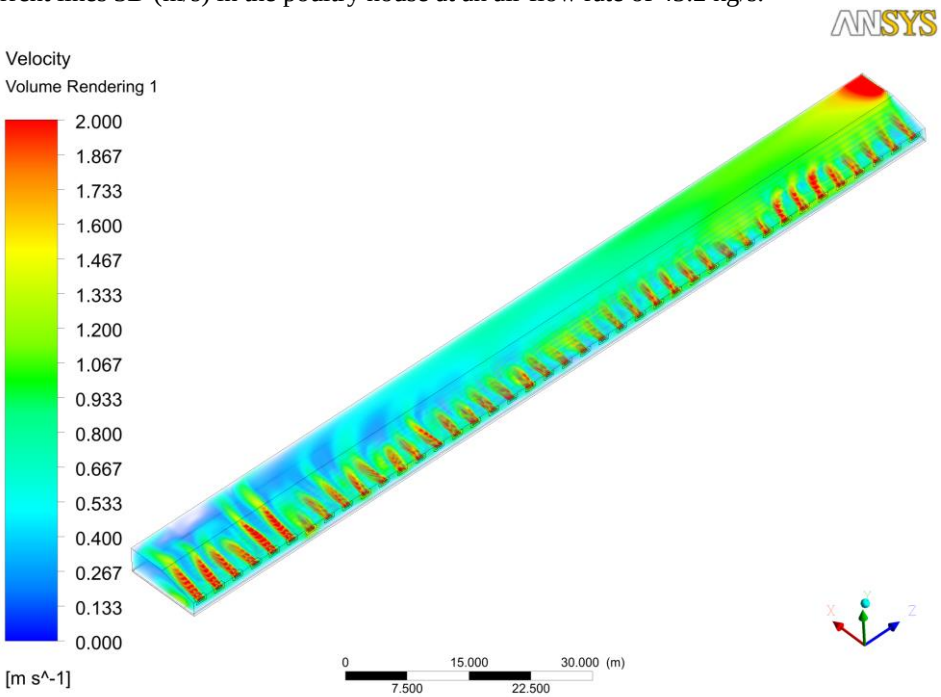


Рис. 12. Візуалізація об’ємної витрати повітря пташника в межах від 0 до 2 м/с.
Fig. 12. Visualization of poultry air volume flow in the range from 0 to 2 m/s.

У зимовий період густина припливного повітря є більшою ніж у літній. Тому подача повітря при боковій системі вентиляції до центра пташника є важко здійсненною.

Автором рекомендується в подальшому на етапі проведення проектування бокової системи вентиляції врахувати, що припливні клапана встановлювати не нижче ніж на висоті 200 мм від рівня перекриття.

Висновки

1. Модернізовано конструкцію пташника – запропоновано: встановити спойлери над припливними клапанами під кутом 75° від вертикалі; зовнішні стіни змонтувати із внутрішньої сторони бетонного каркасу; збільшити ширину пташника до 22,36 м; висоту перекриття зменшити до висоти 3,9 м над рівнем підлоги.

2. Проведено пошук ефективного розташування припливних клапанів та вдосконалення аеродинамічних характеристик в приміщенні

пташника за допомогою чисельного моделювання. Найменшим падінням тиску є 56,8 Па при витраті повітря 45,2 кг/с.

3. Із проведених досліджень встановлено, що клапани які знаходяться на висоті 200 мм від перекриття працюють значно ефективніше. Клапани які знаходяться на висоті 400 мм від перекриття не дають такого ефекту.

Список літератури

1. *Cheng Q. Y., Li H., Rong L., Feng X. L., Zhang G. Q., Li B. M.* Using CFD to assess the influence of ceiling deflector design on airflow distribution in hen house with tunnel ventilation. Computers and Electronics in Agriculture. 2018. Vol. 151. P. 165-174. https://doi.org/10.1016/j.compag.2018.05.029.

2. *Gorobets V. G., Trokhaniak V. I., Antypov I. O., Bohdan Yu. O.* The numerical simulation of heat and mass transfer processes in tunneling air ventilation system in poultry houses. INMATEH: Agricultural Engineering. 2018. Vol. 55. № 2. P. 87-96.

3. *Gorobets V. G., Bohdan Yu. O., Trokhaniak V. I., Antypov I. O.* Experimental studies and numerical modelling of heat and mass transfer process in shell-and-tube heat exchangers with compact arrangements of tube bundles. MATEC Web of Conferences. 2018. Vol. 240, https://doi.org/10.1051/matecconf/201824002006.

4. *Gorobets, V. Bohdan, Y. Trokhaniak V., Antypov I., Masiuk M.* Summarizing of Nusselt numbers and Euler numbers in depending of Reynoldsnumber for the compact tube bundle of small diameter tubes by experimental and numerical methods of researches. E3S Web of Conferences. 2019. Vol. 128. P. 04003. https://doi.org/10.1051/e3sconf/201912804002.

5. *Gorobets V. G., Trokhaniak V. I., Rogovskii I. L., Titova L. L., Lendiel T. I., Dudnyk A. O., Masiuk M. Y.* The numerical simulation of hydrodynamics and mass transfer processes for ventilating system effective location. INMATEH: Agricultural Engineering. 2018. Vol. 56. № 3. P. 185-192.

6. *Trokhaniak V. I., Rutylo M. I., Rogovskii I. L., Titova L. L., Luzan O. R., Bannyi O. O.* Experimental studies and numerical simulation of speed modes of air environment in a poultry house. INMATEH Agricultural Engineering. 2019. Vol. 59. № 3. P. 9-18. https://doi.org/10.35633/INMATEH-59-01.

7. *Bustamante E., Calvet S., Estelles F., Torres A., Hospitaler A.* Measurement and numerical simulation of single-sided mechanical ventilation in broiler houses. Biosystems Engineering. 2017. Vol. 160. P. 55-68.

8. *Pourvosoghi N., Nikbakht A. M., Sharifian F., Najafi R.* Numerical analyses of air velocity and temperature distribution in poultry house using computational fluid dynamics. INMATEH: Agricultural Engineering. 2018. Vol. 56. № 3. P. 109-118.

9. *Zajicek M., Kic P.* Improvement of the broiler house ventilation using the CFD simulation. Agronomy Research. 2012. Vol. 10. Special Issue 1. P. 235-242.

10. *Khmelnik S. I.* Navier-Stokes equations. On the existence and the search method for global solutions – Mathematics in Computers: MiC, 2018. 134 p.

11. *Trokhaniak V., Klendii O.* Numerical simulation of hydrodynamic and heat-mass exchange processes of a microclimate control system in an industrial greenhouse. Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Series II: Forestry, Wood Industry, Agricultural Food Engineering. 2018. Vol. 11(60), №. 2. P. 171-184.

12. *Allmaras S. R., Johnson F. T., Spalart P. R.* Modifications and clarifications for the implementation of the spalart-allmaras turbulence model. 7th International Conference on Computational Fluid Dynamics. 2012. P. 9-13.

13. ANSYS. ANSYS Fluent Theory Guide. Release 18.2 – Published in the USA, 2017, 832 p.

References

1. *Cheng Q. Y., Li H., Rong L., Feng X. L., Zhang G. Q., Li B. M.* (2018). Using CFD to assess the influence of ceiling deflector design on airflow distribution in hen house with tunnel ventilation. Computers and Electronics in Agriculture. 151. 165-174. https://doi.org/10.1016/j.compag.2018.05.029.

2. *Gorobets V. G., Trokhaniak V. I., Antypov I. O., Bohdan Yu. O.* (2018). The numerical simulation of heat and mass transfer processes in tunneling air ventilation system in poultry houses. INMATEH: Agricultural Engineering. 55(2). 87-96.

3. *Gorobets V. G., Bohdan Yu. O., Trokhaniak V. I., Antypov I. O.* (2018). Experimental studies and numerical modelling of heat and mass transfer process in shell-and-tube heat exchangers with compact arrangements of tube bundles. MATEC Web of Conferences. 240. https://doi.org/10.1051/matecconf/201824002006.

4. *Gorobets, V. Bohdan, Y. Trokhaniak V., Antypov I., Masiuk M.* (2019). Summarizing of Nusselt numbers and Euler numbers in depending of Reynoldsnumber for the compact tube bundle of small diameter tubes by experimental and numerical methods of researches. E3S Web of Conferences. 128. 04003. https://doi.org/10.1051/e3sconf/201912804002.

5. *Gorobets V. G., Trokhaniak V. I., Rogovskii I. L., Titova L. L., Lendiel T. I., Dudnyk A. O., Masiuk M. Y.* (2018). The numerical simulation of hydrodynamics and mass transfer processes for ventilating system effective location. INMATEH: Agricultural Engineering. 56(3). 185-192.

6. *Trokhaniak V. I., Rutylo M. I., Rogovskii I. L., Titova L. L., Luzan O. R., Bannyi O. O.* (2019). Experimental studies and numerical simulation of speed modes of air environment in a poultry house. INMATEH Agricultural Engineering. 59(3). 9-18. https://doi.org/10.35633/INMATEH-59-01.

7. *Bustamante E., Calvet S., Estelles F., Torres A., Hospitaler A.* (2017). Measurement and numerical simulation of single-sided mechanical ventilation in broiler houses. Biosystems Engineering. 160. 55-68.

8. *Pourvosoghi N., Nikbakht A. M., Sharifian F., Najafi R.* (2018). Numerical analyses of air velocity and temperature distribution in poultry house using computational fluid dynamics. INMATEH: Agricultural Engineering. 56(3). 109-118.

9. *Zajicek M., Kic P.* (2012). Improvement of the broiler house ventilation using the CFD simulation. Agronomy Research. 10 (1). 235-242.

10. *Khmelnik S. I.* (2018). Navier-Stokes equations. On the existence and the search method for global solutions – Mathematics in Computers: MiC. 134.

11. *Trokhaniak V., Klendii O.* (2018). Numerical simulation of hydrodynamic and heat-mass exchange processes of a microclimate control system in an industrial greenhouse. Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Series II: Forestry, Wood Industry, Agricultural Food Engineering. 11(60-2). 171-184.

12.*Allmaras S. R., Johnson F. T., Spalart P. R.* (2012). Modifications and clarifications for the implementation of the spalart-allmaras turbulence model. 7th International Conference on Computational Fluid Dynamics. 9-13.

13. ANSYS (2017). ANSYS Fluent Theory Guide. Release 18.2 – Published in the USA. 832.

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КАК МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЯ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ БОКОВОЙ СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ В ПТИЧНИКЕ С ТРАДИЦИОННЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ ВЫТЯЖНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

В. И. Троханяк

Аннотация. С целью обеспечения нормированного и равномерного внутренней среды в птичнике, для крупных производств, необходимы новые системы вентиляции. В рамках этого исследования был проведен численное моделирование боковой системы вентиляции в птичнике в зимний период года. В результате получено поля скоростей, линий тока и давления в птичнике в 3D постановке. Найдено, что приточные клапана, которые размещаются на высоте 200 мм от перекрытия работают значительно эффективнее в традиционной постановке на высоте 400 мм. Монтаж стен с внутренней стороны каркаса птичника, а также уменьшение высоты перекрытия улучшают аэродинамику в птичнике.

Ключевые слова: численное моделирование, аэродинамика, птичник, боковая система вентиляции, приточные клапана.

NUMERICAL SIMULATION AS METHOD OF RESEARCH AND IMPROVEMENT OF SIDE VENTILATION SYSTEM IN POULTRY HOUSE WITH TRADITIONAL RANKING OF EXHAUST FANS

V. I. Trokhaniak

Abstract. In order to ensure a normalized and uniform internal environment in the poultry house, for large productions, new ventilation systems are needed. As part of this study, numerical simulations of the lateral ventilation system in the poultry house during the winter period of the year were performed. The result is the fields of velocities, current lines and pressures in the poultry house in a 3D setting. It was found that the supply valves located at a height of 200 mm from the floor work much more efficiently than in the traditional setting at a height of 400 mm. Installation of walls on the inside of the poultry house frame, as well as reducing the height of the floor improve the aerodynamics in the poultry house.

Key words: numerical simulation, aerodynamics, poultry house, side ventilation system, fresh air valves.

В. І. Троханяк ORCID 0000-0002-8084-1568.

Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020, Vol. 11, No 3, 129-133
ISSN 2663-1334 (print), ISSN 2663-1342 (online), www.journals.nubip.edu.ua/index.php/Tekhnica

http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.03.129

UDK 629.086

OPTIMIZATION METHODS OF OPERATING COSTS ON ROAD TRANSPORT IN INTERNATIONAL TRANSPORTATION

S. I. Bondariev

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

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

Corresponding author: bondarevgall@meta.ua.

Article history: Received – April 2020, Accepted – August 2020.
Bibl. 12, fig. 2, tabl. 0.

Abstract. Transport processes research are closely related to the economic and operational performance of road transport. During planning road transportation, the most important factor is the transport services cost. Known fact that most of the transportation costs are car fuel. The share of car fuel in the transport tariff cost can be 25-50% (depending on the working conditions of vehicles). Therefore, research that is associated with improving the vehicles efficiency by reducing variable costs is appropriate and relevant. The article presents the results of research on the planning of transport processes in the road transport performance in international road transport for the return flight and calculating methods the demand for the amount of fuel purchased in different countries with different prices.

The author presents the results of theoretical and experimental research the adequacy of the mathematical model (methodology). The specified mathematical model consists in substantiation of a technique of calculation of quantity of car fuel, definition of the variable factors influencing volumes of fuel expenses, calculation of correction factors (total) received on the basis of technical and operational indicators of vehicles and the influencing factors connected with features of road transport work. . The second part of the research contains the results of the development of an algorithm development to calculate the total cost of automotive fuel, which was purchased at different prices in several countries. Thus, the main purpose of research is the task of substantiating the algorithm (mathematical model – methodology) for determining fuel costs by the criterion of the highest use of fuel in countries at the lowest prices.

Key words: international road transport, road transport, transport costs, fuel cost, transport cost planning.

Introduction

In a market economy and globalization of production, operations of enterprises involved in foreign economic activity (FEA) in the supply chain will become more widespread not only in trade but in the industrial production and especially agricultural products also.

The market shares of international transportation of finished products by road between Ukraine and its partner countries reaches over 60%.

According to the reporting data of the International Road Transport Union (IRU), the distribution of cargo transportation on regular international road routes (with the participation of Ukraine) is occupied by the territories of countries: two – 25.1%, three – 38.9%, four 21.4%, five – only 4.8% for the period 2014–2019.

This clearly means that the share of road freight transportation within three and four countries is the largest, so The scope of the research, these routes were considered.

Formulation of problem

Among the costs items in the performance of road transport costs of motor fuel is the highest among others. Therefore, to forecast transport costs, it is necessary to have such a calculation algorithm that the results are calculated with minimal deviations in certain operating conditions of rolling stock. Scientific and research work on the substantiation of methodological approaches to calculating the total fuel consumption in road transport are relevant and such that currently remain a priority research area for researchers. The main purpose of these researches is to find an algorithm that can adequately achieve the goal of the planned research.

Problems related to the calculation of fuel consumption in commercial vehicles by carriers and scientists are solved by different approaches. It is known that the total fuel consumption of a road train depends on many operational and design factors, such as engine design (efficiency), cylinder capacity and piston stroke, excess air ratio, etc. Also an important factor is the quality of fuel, which differ in density and combustion temperature. The fuel consumption is influenced by the operating conditions - the quality of the hard road surface, terrain, speed of traffic, seasonal factors, the use of additional equipment, the own weight of the cargo and the equipped weight of trailers.

The vast majority of factors influencing fuel consumption are controlled and have small deviations of up

to 2%. But uncontrolled factors such as road and weather conditions, driver qualifications cannot be predicted and taken into account in algorithms with a certain probability, is deviations from the basic indicators.

The share of the road transport market in international traffic between Ukraine and its economic partners reaches 60%. Volumes of cargo are transported by road through the territory, mainly 2, 3, 4 countries. Taking into account the passage of international routes on the territory of 3 and 4 countries is the largest, so these studies are performed for the specified conditions of the routes.

Analysis of recent research results

Fuel consumption rates and motor oil in road transport are regulated by the order of the Ministry of Transport of Ukraine dated February 10, 1998 N 43 with the latest changes of the Ministry of Infrastructure of Ukraine by order dated January 24, 2012 N 36. In practice, fuel consumption rates may differ - may be higher or lower depending on the influence of a complexity of subjective and objective factors [1-12].

The paper analyzes research on the calculation of fuel consumption. We pay special attention to the works devoted to the search for adequate mechanisms to increase fuel efficiency in the operation of vehicles, calculating fuel consumption in road transport depending on different operating conditions, using experimental, statistical and analytical models [2-9]. The authors [2-6] hold the view that analytical techniques have an advantage over experimental in terms of natural causes and are rational for practical use by workers in the automotive industry. Another approach is analytical-experimental, adopted for the conditions of research [5, 6, 8]. In the works of researchers, a common approach to optimizing fuel efficiency in the performance of transportation is the selection of vehicles with appropriate parameters and, based on this, adapt analytical techniques for calculating fuel consumption [2,6,7,9].

The algorithm for determining fuel consumption can be set directly for the operation of a particular rolling stock with the maximum approximation. However, there are operational factors that cannot be predicted with high accuracy, so the analytical dependences introduced correction factors [2-9]. Correction factors are best determined using statistical research methods and then introduced into the method of calculating fuel consumption, process maps, accounting programs, etc. [6-8].

A review of recent studies has concluded that the calculation of fuel consumption for the operating conditions of the car company should be determined by an algorithm that takes into account the technical characteristics of the car (rolling stock) and a number of influencing factors with mandatory determination of adjustment factors experimentally.

Purpose of research

In order to ensure adequate forecasting of fuel consumption in the performance of international road transport, it is planned to theoretically substantiate the model and experimentally test it in operating conditions, namely: to perform research to determine the amount of fuel consumption on the route; experimentally confirm the adequacy of models to determine the amount of fuel consumption; determine the conditions for the distribution of prices by country of the route; analytically determine fuel costs by the criterion of their minimum prices on the route.

Results of research

The author analyzes a multiple research devoted to the search for adequate methods for determining fuel consumption in road transport, directly experimental, statistical and analytical. Most authors are of the opinion that analytical techniques have an advantage in terms of natural causes and are rational for practical use by workers in the automotive industry [1, 2]. Another approach is analytical and experimental.

The essence of this approach is the adaptation of the analytical model to the experimental research results of fuel consumption. The experimental part is based on obtaining reliable cost data by installing special measuring equipment flow, mechanical, pulse and reciprocally incorporated (mechanical recorders + remote pulse waveforms) flow meters, as well as the so-called fuel-air receivers, which are widely available of different manufacturers on the market today.

The results of the research are processed by engineers and adjustments are made to the values of the elements of the adjustment factor. Therefore, the experimental part of our research to determine fuel consumption, we conducted using a car/fuel log DFM 100D. The basis of the car/fuel log DFM 100 D measuring volume chamber of the ring type. When the fuel flows, the sensor begins to generate a pulse that will be equal to the volume of the measuring chamber. It can be used both autonomously and as a part of GPS / GLONASS systems of monitoring of transport and control of fuel consumption. In research, the car/fuel log worked autonomously.

Every engineer, manager, logistician must know not only the technical and operational parameters of rolling stock, but also the specifics of freight conditions in which the company specializes and take into account the particularities, calculating the adjustment factor for selected operating conditions and routes [2]. In terms of scientists, it is possible to solve a multicriteria problem with many different factors that accompany the transport process, but with a fairly approximate result, in the universalization of these processes is not accurate. Therefore, there is an individual approach, which we have chosen for research.

Due to researches it is established, that the classic, proven in practice analytical model for calculating the total cost of automotive fuel on the selected route is fully suitable for achieving this goal. Therefore, the calculation of total fuel consumption Qzag define:

$$Q_{tot} = \left(\frac{Q_{Lan}}{100} \cdot l_{tot} + \frac{Q_W}{100} \cdot W\right) \cdot k_a \qquad (1)$$

where l_{tot} – total mileage on the route, km; Q_W - additional specific fuel consumption rate per 100 ton km; W – performed amount of transport work, t · km;

$$W = Q_c \cdot l_{tot}, \text{ t} \cdot \text{km}; \quad (2)$$

where Q_c – weight of transported cargo, ton; Q_{Lan} - linear rate of fuel consumption for the mileage of the road train:

$$Q_{Lan}=Q_L+Q_W \cdot G_{st}, \text{ l/100 km} \quad (3)$$

where Q_L - basic linear rate of fuel consumption, l / 100 km; G_{st} - equipped weight of the semi-trailer, ton; $k_к$ – adjustment coefficient.

The correction coefficient is the average value obtained from the results of experimental measurements with DFM 100 D. The results of the research were constructed through highlight the influence of certain main influencing factors (for example, such as the average speed of vehicles; road conditions (route specificities), seasonality, weight of the transported cargo and much more) on the additional fuel consumption on the route. The obtained of fuel consumption by factor research were summed up and included in the total correction factor (k_a).

To calculate the fuel consumption of trucks on sections of the pendulum route in both directions, it is necessary to determine the cost per kilometer passed way, and therefore we have get in general terms:

$$Q_{tot(km)} = \left(\frac{Q_{Lan}}{100} + \frac{Q_{W(km)}}{100} \cdot G_c\right) \cdot k_a, \text{ L/km} \quad (4)$$

Given the restrictions on the import of fuel into the countries of the route, the limitation of the standard tank vehicle volume (standard, manufacturers), determine the conditions of refueling in the countries of the route, depending on its cost. The main goal is to refuel the vehicle in such a way as to maximize the use of fuel at a lower cost.

Let's draw a pendulum route through the territory of three countries in the form of vector graphics (Fig. 1).

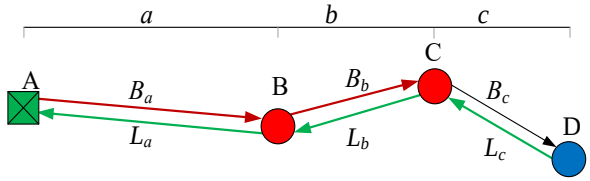


Fig. 1. Scheme of the pendulum route in the form of unified vectors. A - point of departure; D - point of arrival; B and C - customs checkpoints at the borders of neighboring countries; a, b, c - the countrys of passage of the route; Va, Vb, Vc - cost of fuel by countries of routes; La, Lb, Lc - the distance of the route through the countries of the route.

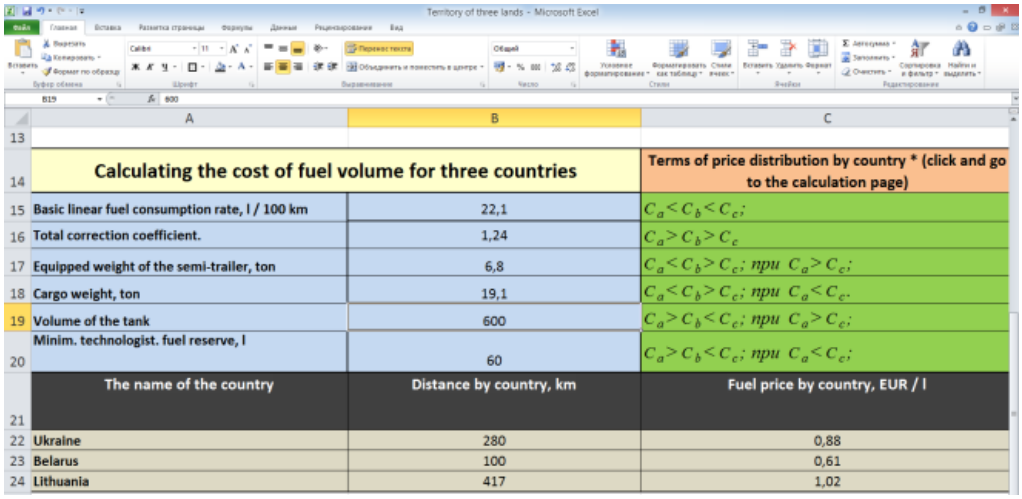
The next task of the research was to determine the conditions of fuel price distribution in the countries of the route. We present the conditions as follows:

1) Ba<Bb<Bc;
2) Ba>Bb>Bc;
3) Ba<Bb>Bc; при Ba>Bc;
4) Ba<Bb>Bc; при Ba<Bc.
5) Ba>Bb<Bc; при Ba>Bc;
6) Ba>Bb<Bc; при Ba<Bc.

For further calculations, the initial data are: fuel consumption in the forward and reverse directions per one km; distances by countries of the route; standard tank capacity; the minimum technological stock of fuel in a tank. In practice, to determine fuel consumption by the criterion of the minimum price in the countries of the route can be a specialist "manually". therefore, drawing up a scheme of the route, calculating the fuel cost by country depending on the distance traveled, taking into account the fuel cost by country of passage of the route and then the scheme of minimization. The result of such calculations is a recommended table (place) of refueling vehicles with the exact indication of the fuel volume before or outside the customs borders of countries and at intermediate refueling points.

We conducted a full cycle of analytical research to calculate the cost of international transportation in three and four countries under all possible conditions of the distribution of fuel prices in the countries of the route. The obtained results were appropriately processed, checked for adequacy and entered in the form of appropriate algorithms into the computer program Microsoft Excel, which performs the necessary calculations in a split second for all possible options (Fig. 2).

To achieve this goal, Microsoft Excel was chosen for the reason that this program is on any PC. The set purpose of researches is executed in full, and the analytical model on definition of expenses of means for performance of the international routes, under various conditions of distribution of the prices on the countries, on criterion of their minimization, is realized in the computer program Microsoft Excel not only for scientific purposes, but for practical use at car companies and logistics organizations also.



	A	B	C
13			
14	Calculating the cost of fuel volume for three countries		Terms of price distribution by country * (click and go to the calculation page)
15	Basic linear fuel consumption rate, l / 100 km	22,1	$C_a<C_b<C_c$;
16	Total correction coefficient.	1,24	$C_a>C_b>C_c$
17	Equipped weight of the semi-trailer, ton	6,8	$C_a<C_b>C_c$; при $C_a>C_c$;
18	Cargo weight, ton	19,1	$C_a<C_b>C_c$; при $C_a<C_c$.
19	Volume of the tank	600	$C_a>C_b<C_c$; при $C_a>C_c$;
20	Minim. technologist. fuel reserve, l	60	$C_a>C_b<C_c$; при $C_a<C_c$;
21	The name of the country	Distance by country, km	Fuel price by country, EUR / l
22	Ukraine	280	0,88
23	Belarus	100	0,61
24	Lithuania	417	1,02

Fig. 2. View of the main page window with the initial data of the program for determining fuel costs by the criterion of using fuel with a minimum price for international transportation through the territory of three countries.

Thus, the article substantiates the analytical mathematical algorithm for determining the minimum cost of fuel, in the implementation of the international pendulum flight, on the criterion of maximum use of its volume with the minimum price in the countries of the route.

Conclusions

1. Research substantiates and confirms the effectiveness of adequate methods for calculating fuel consumption in road transport.

2. The conditions of modification of the price distribution by the countries of the route are determined in order to substantiate the algorithm for determining the minimum fuel costs in the implementation of the international road pendulum route.

3. Analytically substantiated and tested in practice the algorithm for determining the minimum fuel consumption in the implementation of the international pendulum flight, taking into account the difference in fuel prices by country of route.

References

1. *Sharay S. M.* (1990). Estimation of fuel economy of cars with use of statistical characteristics of road conditions: author's ref. dis. at the request of scientists. stepenny cand. tech. Science: special. 05.05.03. Kyiv: KHI, 21.

2. *Kuzmin N. A.* (2010). The problem of rationing the consumption of automotive fuel and lubricants in the RF. Motor Transport Enterprise. № 8. 20-22.

3. About the statement of Norms of expenses of fuel and lubricants on motor transport. (2020). Electronic resource. the Order of the Ministry of Transport from 10.02.1998 №43. Access mode: \ www / URL: http://dtkt.com.ua/documents/ukr/2012/08/9289.html/ - Title. from the screen.

4. *Ilchenko A. V.* (2003). Increasing the efficiency of car operation using motor fuels with high-octane oxygen-containing additives: dis. ... cand. tech. Kyiv. 212.

5. *Sahno V. P., Bezborodova G. B., Mayak M. M., Sharai S. M.* (2004). Cars. Traction-speed properties and fuel economy: Textbook. manual. Kyiv. In the "Kvits", 174.

6. *Slavin V. V.* (2012). Influence of type of power supply system on indicators of fuel economy of cars. Problems of transport: collection. 9. 198-201.

7. *Kuzmin N. A.* (2010). The problem of rationing the consumption of automotive fuels and lubricants in the Russian Federation. Motor transport enterprise. 8. 20-22.

8. *Plekhanov D. K., Kuzmin N. A.* (2009). Strategies for dispatch control of the work of trucks during mass transportation. Motor transport enterprise. 12. 40-41.

9. *Grabar I. G., Ilchenko A. V.* (2001). Software and hardware complex for the study of the kinetics of fuel consumption. Bulletin of KSADTU. 15(16). 163-165.

10. Equipment and solutions for monitoring fuel consumption. (2020). Access mode: \ www / URL: http://technoton.cartuning.avers-c.com.ua. Title. from the screen.

11. *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.

12. *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.

Список літератури

1. *Sharay S. M.* Estimation of fuel economy of cars with use of statistical characteristics of road conditions: author's ref. dis. at the request of scientists. stepenny cand. tech. Science: special. 05.05.03. Kyiv: KHI, 1990. 21 p.

2. *Kuzmin N. A.* The problem of rationing the consumption of automotive fuel and lubricants in the RF. Motor Transport Enterprise. 2010. № 8. P. 20-22.

3. About the statement of Norms of expenses of fuel and lubricants on motor transport. 2020. Electronic resource. the Order of the Ministry of Transport from 10.02.1998 №43. Access mode: \ www / URL: http://dtkt.com.ua/documents/ukr/2012/08/9289.html/ - Title. from the screen.

4. *Ilchenko A. V.* Increasing the efficiency of car operation using motor fuels with high-octane oxygen-containing additives: dis. ... cand. tech. Kyiv. 2003. 212 p.

5. *Sahno V. P., Bezborodova G. B., Mayak M. M., Sharai S. M.* Cars. Traction-speed properties and fuel economy: Textbook. manual. Kyiv. In the "Kvits", 2004. 174 p.

6. *Slavin V. V.* Influence of type of power supply system on indicators of fuel economy of cars. Problems of transport: collection. 2012. Vol. 9. P. 198-201.

7. *Kuzmin N. A.* The problem of rationing the consumption of automotive fuels and lubricants in the Russian Federation. Motor transport enterprise. 2010. Vol. 8. P. 20-22.

8. *Plekhanov D. K., Kuzmin N. A.* Strategies for dispatch control of the work of trucks during mass transportation. Motor transport enterprise. 2009. Vol. 12. P. 40-41.

9. *Grabar I. G., Ilchenko A. V.* Software and hardware complex for the study of the kinetics of fuel consumption. Bulletin of KSADTU. 2001. Vol. 15(16). P. 163-165.

10. Equipment and solutions for monitoring fuel consumption. 2020. Access mode: \ www / URL: http://technoton.cartuning.avers-c.com.ua. Title. from the screen.

11. *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.

12. *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.

МЕТОДИ ОПТИМІЗАЦІЇ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВИТРАТ НА АВТОМОБІЛЬНОМУ ТРАНСПОРТІ ПРИ МІЖНАРОДНИХ ПЕРЕВЕЗЕННЯХ

С. І. Бондарєв

Анотація. Дослідження транспортних процесів тісно пов'язані з економічними й експлуатаційними показниками роботи автомобільного транспорту. При плануванні автоперевезень найбільш важливим фактором є вартість транспортної послуги. Відомо, що найбільша частина транспортних витрат є автомобільне пальне. У вартості транспортного тарифу частка автомобільного пального може складати 25-50 % (в залежності від умов роботи транспорту). Тому дослідження, які пов'язані з підвищенням ефективності роботи автотранспорту за рахунок скорочення перемінних витрат є доцільним і актуальним. У статті наведені результати досліджень з планування транспортних процесів при виконанні автоперевезень у міжнародному сполученні за оборотний рейс і методи розрахунку потреби кількості пального, яке придбали в різних країнах з різною ціною.

Автором представлені результати виконаних теоретичних досліджень та експериментально перевірено адекватність математичної моделі (методики). Вказана математична модель полягає у обґрунтуванні методики розрахунку кількості пального, визначення варіативних факторів, що впливають на обсяги витрат на пальне, розрахунок коригувальних коефіцієнтів (сумарних), отриманих на основі технічних і експлуатаційних показників автомобілів та впливових факторів, що пов'язані з особливостями роботи автотранспорту. Друга частина досліджень містить результати розробки алгоритму, призначеного для обчислення сумарних витрат коштів на автомобільне пальне, яке було придбане за різною ціною в декількох країнах. Отже головною метою досліджень є задача, що полягає у обґрунтуванні алгоритму (математичної моделі – методики) з визначення витрат на пальне за критерієм найбільшого використання пального в країнах за найменшими цінами.

Ключові слова: міжнародні автоперевезення, перевезення автотранспортом, транспортні витрати, вартість пального, планування транспортних витрат.

МЕТОДЫ ОПТИМИЗАЦИИ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ЗАТРАТ НА АВТОМОБИЛЬНОМ ТРАНСПОРТЕ ПРИ МЕЖДУНАРОДНЫХ ПЕРЕВОЗКАХ

С. И. Бондарев

Аннотация. Исследование транспортных процессов тесно связаны с экономическими и эксплуатационными показателями работы автомобильного транспорта. При планировании перевозок наиболее важным фактором является стоимость транспортной услуги. Известно, что большая часть транспортных расходов является автомобильное топливо. В стоимости транспортного тарифа доля автомобильного топлива может составлять 25-50% (в зависимости от условий работы транспорта). Поэтому исследования, связанные с повышением эффективности работы автотранспорта за счет сокращения переменных расходов целесообразны и актуальны. В статье приведены результаты исследований по планированию транспортных процессов при выполнении автомобильных перевозок в международном сообщении за оборотный рейс и методы расчета потребности количества топлива, которое приобрели в разных странах за разными ценами.

Автором представлены результаты выполненных теоретических исследований и экспериментально проверено адекватность математической модели (методики). Указанная математическая модель заключается в обосновании методики расчета количества топлива, определения сменных факторов, влияющих на объемы расходов топлива, корректирующих коэффициентов (суммарных), полученных на основе технических и эксплуатационных показателей автомобилей и влиятельных факторов, связанных с особенностями работы автотранспорта. Вторая часть исследований содержит результаты разработки алгоритма, предназначенного для вычисления суммарных затрат средств на автомобильное топливо, которое было приобретено по разной цене в нескольких странах. Поэтому главной целью исследований является задача, которая заключается в обосновании алгоритма (математической модели – методики) по определению суммы по критерию наибольшего использования объема топлива в странах где его цена наименьшая.

Ключевые слова: международные автоперевозки, перевозки автотранспортом, транспортные расходы, стоимость горючего, планирование транспортных расходов.

С. І. Бондарєв ORCID 0000-0002-9626-6633.

Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020, Vol. 11, No 3, 135-141
ISSN 2663-1334 (print), ISSN 2663-1342 (online), www.journals.nubip.edu.ua/index.php/Tekhnica

http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.03.135

УДК 621.078-048.34

BIOTECHNOLOGY OF CO-FERMENTATION OF SUGAR BY-PRODUCTS WITH TYPICAL AGRICULTURAL SUBSTRATES

Ye. O. Dvornik

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

Speciality of article: 162 – biotechnology and bioengineering.

Corresponding author: y_dvornik@nubip.edu.ua.

Article history: Received – April 2020, Accepted – August 2020.
Bibl. 10, fig. 3, tabl. 0.

Abstract. Anaerobic digestion (AD) is a promising option for the environmentally friendly recycling of agricultural by-products. However, overloading of the digester with sugar, starch or protein might cause inhibition of the anaerobic processes. The aim of the present project was to investigate the influence of sugar beet by products on biogas yield from a typical mixture of energy crops and animal manure.

The investigated substrates have been: cattle slurry, maize, sorghum and grass silage, sugar beet pulp e (SBP) and sugar beet tail silage (SBT). The difference between untreated SBT to processed SBP. All substrates were digested in 1 l eudiometer-batch digesters at 37.5°C during 28 to 38 days. The specific methane yield of mixtures and various substrates exanimated. The experiments showed that edition of sugar beet by product to energy crop and slurry mixture results in high methane yield even the achieved methane yield of the mixture was lower the expected.

Key words: anaerobic digestion, biogas, methane yield, by-products, sugar beet pulp, sugar beet tail, potato peel pulp, potato fruit water.

Introduction

Except of the present project, little work on AD and methane yield of by-products from the sugar and starch industry has been done [1].

The low pH value and the high protein and sugar contents in these substrates may cause an acidification of the digester and therefore an inhibition of the methane production [2].

Formulation of problem

To avoid this danger in biogas plants, these by-products need to be investigated in laboratory experiments and the development of important process parameters has to be recorded [3-5].

Analysis of recent research results

The most important parameters to indicate a possible inhibition of the AD process are: pH, volatile fatty acids and ammonia concentration [6-9]. Beside these process parameters, it is also important to have knowledge about the development of the biogas composition (methane, hydrogen sulphide and carbon dioxide) during the AD [10].

Purpose of research

The objectives of the present project were to determine the suitable volume and the co-fermentation effects of sugar beet by products within the mixture of other agricultural substrates and manure for biogas production.

Results of research

Substrates. Sugar beet pulp (SBP) and sugar beet tail (SBT) were collected as silages from the AGRANA Zucker Ges.m.b.H. in Tulln, Austria. The proofed mixture of agricultural substrates consists of cattle slurry, maize and sorghum was collected on the Farms in Lower Austria.

Inoculum. Active sludge from a commercial biogas plant in Lower Austria (table 1) was used as inoculum. The substrates of the biogas plant were vegetables, maize silage and sunflower silage. The inoculum was collected from the last part of the horizontal fermenter into a 50 l heatable container. Before sampling the transport container was filled with argon to insure anaerobic conditions inside.

Table 2 shows the nutrient content of the inoculum. In the course of the AD experiment in the laboratory, the specific methane potential of the inoculum was measured as well. The inoculum showed a low specific methane potential of only 15 l_N (kg VS) $^{-1}$.

Determination *of methane potential (Experiment A).* The present study included 14 experimental variants. There of six variants were explored in mono digestion.

Sugar by-products were analyzed as silage an as dried material. To determinate the co-fermentation effects of sugar by-products 6 mixtures with different content (30, 50 and 70% DM) of SBP and SBT were also digested. In the course of the experiment the fermentation process was detailed monitored to recognize any inhibitions or co-fermentation effects of different variants.

Table 1. Parameters of the biogas plant from which the inoculum was taken

Parameter	
Digester type	Horizontal plug flow digester
Digester	1 mixing tank 193 m^3 4 horizontal plug flow digesters 160 m^3 each 1 vertical second stage digester 1885 m^3 1 storage tank (uncovered) 4825m^3
Digested substrates	Energy crops, vegetables
Temperature in the digester	37°C
∅ hydraulic retention time	15 days h. digester + 55 days second stage
Electrical output	330 kW
Energy production	2 475.000 kWh a^{-1}

Anaerobic digestion experiments - Determination of the biochemical methane potential. The biochemical methane potential of the by-products was determined in 1 l eudiometer-batch digesters at 37.5°C. The experiments were carried out in accordance with VDI 4630 [xx] and DIN 38 414-8. Prior to AD, samples of all substrates were analysed for pH, DM, VS, crude protein, crude lipids, crude fibre, crude ash, N-free extracts, nitrogen and carbon using standard analysing procedures according to VDLUFA Band II.I [xx] and VDLUFA Band III. The gross energy content was measured with a calorimeter. The substrates were digested together with 350 g inoculum. That means on average the DM ratio between substrate and inoculum was 1:3. The DM content in the digesters with SBP and SBT ranged from 3.8 to 4.0%, the DM content in the digesters with PP, PPP and PFW from 3.0 to 3.1%. DM.

Each eudiometer consists of six digesters connected to equilibrium vessels, with a septum for gas extraction (fig. 1). The digesters were placed on magnetic stirrers in a tempered water bath. Specific methane yield from each substrate was measured in three replicates. During AD, the digester content was mixed for 10 minutes every 30 minutes. Biogas was collected in gas-collection tubes connected to the digesters. The amount of biogas produced was monitored every day. Biogas quality (methane, hydrogen sulphide and ammonia) was analysed six times during the experiments. Methane (CH_4) concentration in the biogas was measured using a NDIR analyser (Dräger X-am 7000, Dräger Safety, Lübeck, Germany) with an accuracy of ± 1-3% of the measurement reading. Before each measurement, the analyser was calibrated with CH_4 calibration gas containing 60% CH_4 and 40% CO_2. NDIR readings were validated at regular intervals with gas chromatographic analysis. Hydrogen sulphide (H_2S) and ammonia (NH_3) concentration in the biogas were analysed with the NDIR analyser in combination with Dräger tubes (accuracy ± 5-10% and 10-15% of the measurement reading, respectively). The biogas and methane production from the inoculum alone was also measured and subtracted from the biogas and methane production from the digesters containing the substrates and inoculum. The specific biogas and methane yields were calculated on the basis of norm conditions: 273 K and 1013 mbar and are given in norm litre per kg of volatile solids (l_N kg VS). In addition, the coefficient of energy efficiency of AD (η) was calculated for each substrate. This coefficient relates the produced methane energy to the gross energy of the substrate.

To control the quality and stability of the fermentation process, measurements of pH were done every second to third day and volatile fatty acids were measured twice during the experiment, at the beginning and at the end using gas chromatography. The fatty acid spectrum examined was C1-C6: acetic acid (HAC), propionic acid (PRO), iso butyric acid (i-BUT), butyric acid (n-BUT), iso valeric acid (i-VAL), valeric acid (n-VAL) and caproic acid (CAP).

Statistical data analysis. Statistical data analysis was carried out using the software package SPSS (version 12.0, SPSS Inc. 2006). In a first step, the descriptive statistics were done, determining means, standard deviations and frequency distributions of the data. Differences in the specific biogas and methane yields were tested with a pair wise comparison of regression parameters by the Tukey-HSD-Test and T-Test. The level of significance was set to 0.05.

Volatile fatty acid concentrations and pH during anaerobic digestion. The AD process of all substrates was carried out under optimal mesophilic conditions. The average temperature was 37.5°C and the pH values in the experiments ranged between 7.29 and 7.85. Average pH values and concentrations of volatile fatty acids at the beginning and at the end of the AD are shown in Table 5 and 6.

Table 2. Nutrient content of inoculum

Substrate	XP	XL	XF	XA	XX	N	C	GE	C/N	pH	DM	VS
	% DM	% DM	% DM	% DM	% DM	% DM	% DM	MJ kg^{-1} DM			% FM	% DM
Inoculum	14.5	0.8	10.0	47.2	27.5	6.3	27.7	18.0	4.4	7.4	2.4	52.8

XP = crude protein, XL = crude lipids, XF = crude fiber, XA = crude ash, XX = N-free extracts, N = nitrogen, C = carbon, GE = gross energy, DM = dry matter, FM = fresh matter, VS = volatile solids.

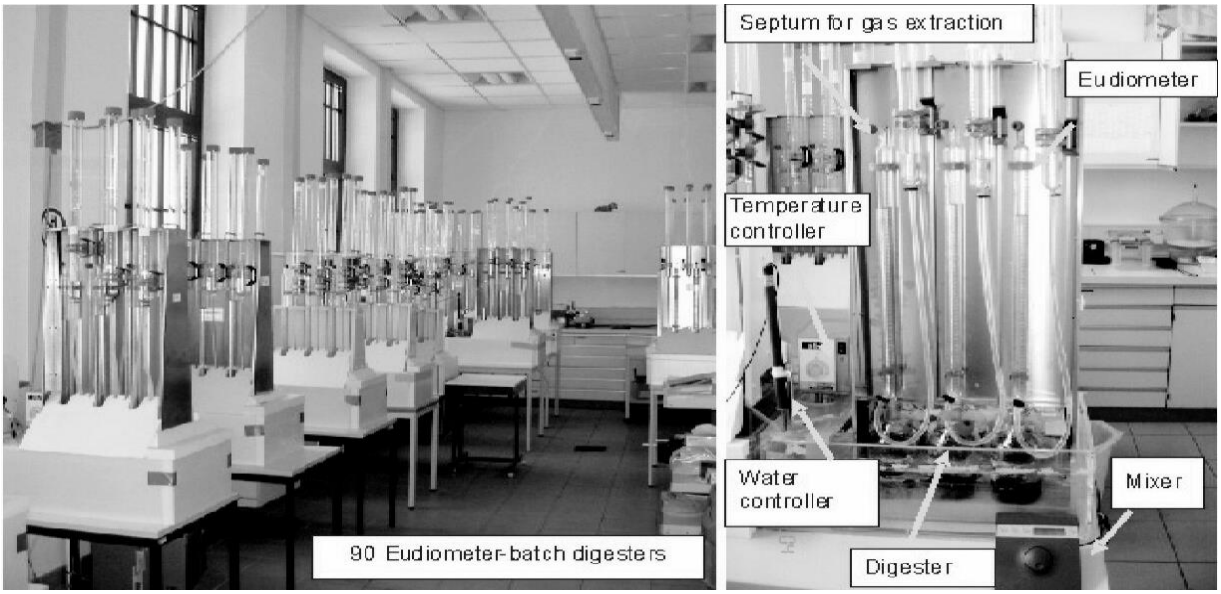


Fig. 1. Eudiometer-batch digester system.

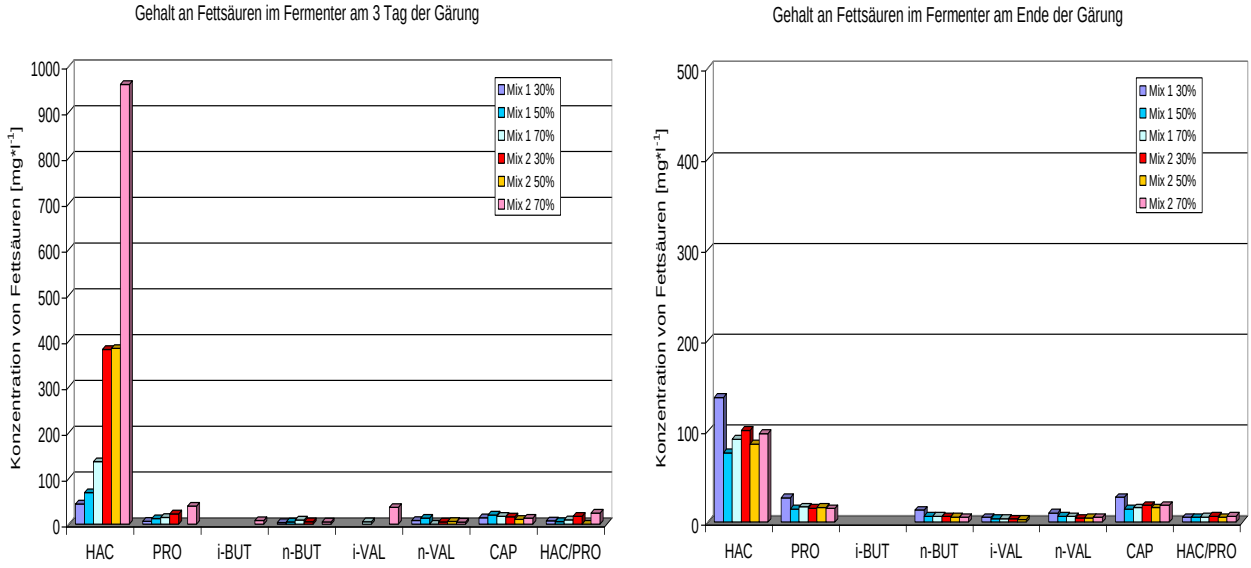


Fig. 2. Concentration of fatty acids in the fomenters to begin and to the end of digestion.

For SBP and SBT, at the beginning of the experiment the pH was 7.29 and 7.85, respectively (table 5). At the end of the experiment the pH for SBP and SBT was 7.34 and 7.79, respectively. That means during the whole experiment, the pH was lower in the digesters with SBP compared to digesters with SBT. From the beginning to the end of the experiment, the concentrations of acetic, propionic and butyric acid decreased in the digesters with SBP from 969 to 96.7, 113 to 4.2 and 8.8 to 0 mg l^{-1}, respectively. For SBT the values decreased from 791 to 58.0, 114 to 4.7 and 11.0 to 0 mg l^{-1}, respectively. The high concentrations of acetic and propionic acid at the beginning of AD are typical for the batch digester experiments. The low concentrations of acetic and propionic acid at the end of AD is a sign that the AD was not inhibited and the substrates were almost completely digested.

The pH was in all experimental variants in the range of 7.1 at the beginning of fermentation to 7.7 to 8.2 at the end of fermentation. Thus, there was optimum pH environment for the bacteria in the fermenters in experiment from the perspective of the. The optimal environment for the bacteria to a pH is between 6.4 and 8.0 (VDI 4630). If the pH is outside this range, there may be a worse gas yield and gas composition with a higher CO_2 content.

According to Wellinger, the AD runs optimal if the concentration of acetic, propionic and butyric acid is less than 1000, 200 and 50 mg l^{-1}, respectively and the value for HAC/PRO lies between 5 and 10. When the total concentration of volatile fatty acids exceeds 3000 mg l^{-1} or the propionic acid concentration becomes higher than 300 mg l^{-1}, an inhibition of the AD can take place. In the present experiments, except for PFW, the measured acetic acid concentrations were less than 1000 mg l^{-1} (fig. 1).

However, with SBT the total concentration of volatile fatty acids did not exceed 3000 mg l^{-1} and with none of the substrates a propionic acid concentration

higher than 300 mg l^{-1} was measured. This demonstrates that in the present experiments the AD should not be inhibited.

Composition of the produced biogas. Table 3 displays the average composition of the biogas produced.

Six times during the experiment the concentration of methane, hydrogen sulphide and ammonia were measured.

The differences between the variants were not significant because the composition of the produced biogas varied during the experiments.

In both experiments the concentrations of methane, hydrogen sulphide and ammonia increased during the first five days, then were more or less stable for the following 20 days and slightly decreased towards the end of the experiments.

The present data are comparable with literature data. With regard to the by-products of sugar beet processing, SBP had higher concentrations of methane, hydrogen sulphide and ammonia compared to SBT (table 3).

Table 3. Concentration of methane (CH_4), hydrogen sulphide (H_2S) and ammonia (NH_3) in the biogas.

Variant	CH_4-Content			H_2S- Content			NH_3- Content		
	%	n	±	%	n	±	%	n	±
cattle slurry	53.0	7	8.,8	267	6	112	26	3	11
maize	55.1	7	3.7	214	6	58	29	3	16
sorghum	57.2	7	4	213	6	49	29	3	13
grass	57.6	7	4.2	281	6	149	32	3	30
pressed beet pulp silage	50.9	7	7.1	321	6	74	37	3	11
beet-tail silage	49.6	7	5	174	6	100	30	3	7
Mix 1 30%	56.7	7	3.7	209	6	23	33	3	1
Mix 1 50%	57.0	7	2.9	362	6	51	35	3	4
Mix 1 70%	57.3	7	3.3	176	6	97	32	3	10
Mix 2 30%	53.6	7	5.4	358	6	118	16	3	8
Mix 2 50%	54.7	7	7	387	6	45	16	3	13
Mix 2 70%	55.0	7	7.3	350	6	82	17	3	10
pressed and dryed beet pulp silage	46.2	7	12.8	250	6	127	41	3	38
dryed beet-tail silage	54.2	7	5.1	355	6	99	31	3	20

Table 4: Specific biogas and methane yield

Variante	Biogas yield [Nl *(kg oTS)-1]			Methane yield [Nl *(kg oTS)-1]		
	Av	n	St.div	Av	n	St.div
cattle slurry	249	3	2.6	132	3	0.5
maize	782	3	86.8	431	3	42.5
sorghum	608	3	26.8	348	3	14.9
grass	668	3	15.5	385	3	9
pressed beet pulp silage	845	3	33.3	430	3	18.1
beet-tail silage	970	3	68.7	481	3	32.4
Mix 1 30%	372	3	27.1	211	3	16.1
Mix 1 50%	405	3	15.5	231	3	8.1
Mix 1 70%	517	3	9.2	296	3	16.1
Mix 2 30%	668	3	24.0	358	3	10.2
Mix 2 50%	707	3	23.3	387	3	14.3
Mix 2 70%	812	3	50.0	447	3	24.9
pressed and dryed beet pulp silage	641	3	21.4	296	3	13.2
dryed beet-tail silage	506	3	27.9	274	3	14.9

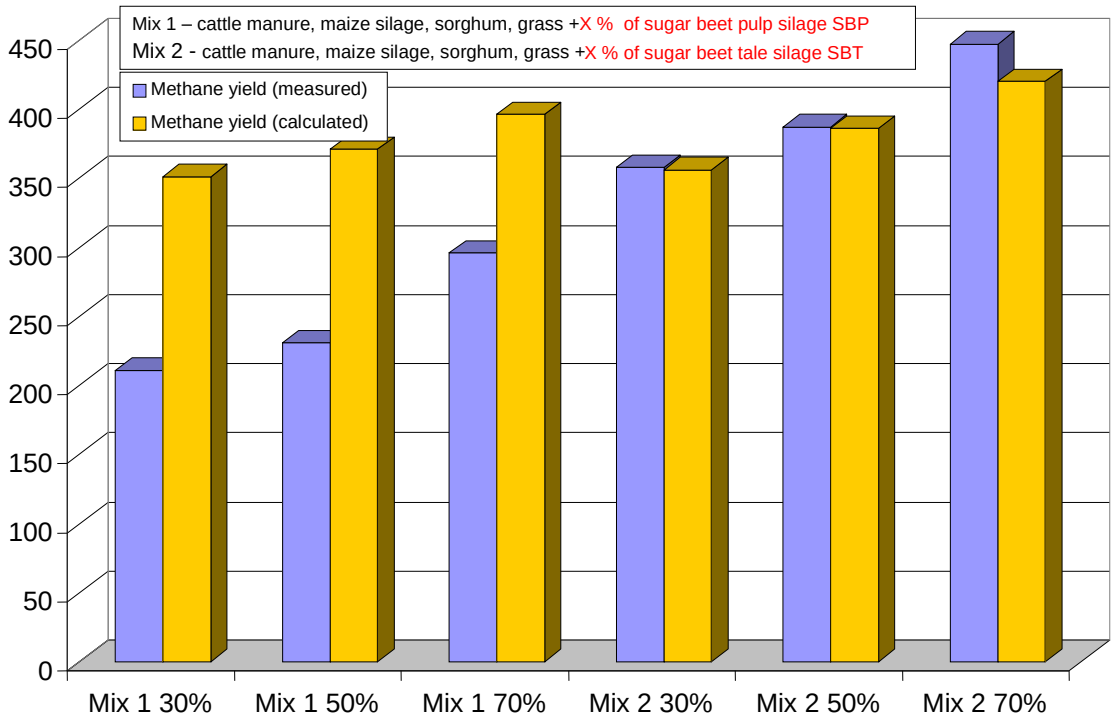


Fig. 2. Measured und calculated methane yeild of agricultural substrates (determination of co- fermentation effects)

As we can see the average methane concentration of grass and sorghum was higher then from the other substrates. The drying of sugar beet pulp silage reduced the methane content. It could be caused by the evaporation of fatty acids during drying process. The Mixtures with SBP shown a little higher methane content in biogas compared to the mixtures with SBT.

Specific biogas and methane yields as well as energetic efficiency of the investigated substrates. Specific biogas and methane yield of by-products of sugar beet processing (Experiment A). The specific biogas and methane yield of the sugar by-products: sugar beet pulp silage (SBP) and sugar beet tail silage (SBT) were measured over 30 days. The measurements were carried out until the specific methane yield per day was less than 1% of the cumulative specific methane yield.

The specific biogas and methane yields of SBP and SBT were significantly different (table 3). With SBT the specific biogas and methane yields were higher. On average a specific methane yield of 481 l_N (kg VS) $^{-1}$ was measured for SBT, whereas for SBP the specific methane yield was 430 l_N (kg VS) $^{-1}$. In the literature similar values were reported. For sugar beet silage gave the methane yields between 400 and 468 l_N kg^{-1} VS.

Table 4 also gives results for η, the energetic efficiency. For SBP on average 87.4% of the gross energy was converted to methane energy. The average value for SBT was 88.5%. SBT silage showed the highest methane yield of 480 Nl CH 4 (kg VS) $^{-1}$. The lowest methane yield was achieved from cattle manure. The standard deviation of the average methane yield for the SBP-silage, meadow and Sudan grass silage was significantly lower than of SBT silage and corn silage. This indicates a different homogeneity of the samples.

In the literature we found, for SBP silage a specific methane production potential of 400 NL CH_4 per kg VS. SBT silage for a specific methane production potential of 96 m³ / t FM is, 52% CH4, 17% TS and 75 m³ / t FM indicated (no indication TS). The specific methane yield from cattle manure, maize and grass silage were also in the folding back from the fields of literature.

The efficiency of methane digestion was calculated in accordance with the methane yield and the gross energy content in the biomass. It was 24% for cattle manure, 84% for maize, 64% for sudan grass, 73% in meadow grass, 85% for SBP silage and 89% for SBT silage. The efficiency of methane fermentation shows the energy recovery and fermentability of constituents of biomass in anaerobic fermentation process. The formula is described in chapter "Material and Methods. "

To identify the optimal mixture ratio of SBP silage and SBT silage in the mixture of cow manure, corn silage, to see Sudan grass and grass silage, were digested separately and in the mixtures. The measured specific biogas and methane yields with the standard deviation of three replicates are shown in Table 4. As shown in table 4, the biogas and methane yield of the mixtures increased with increasing amount of sugar by-products in the mixture.

Determination of co-fermentation effects. To clarify the cofermentations effects caused by the addition of SBP and SBT silage to the mixtures of cattle manure, maize silage, Sudan grass and meadow grass the substrates were digested in the mixture were digested in the mixture and separately. Based on the determined specific methane yields of the individual separately digested components and their content in the mixtures the expected specific methane yields were calculated.

Figure 2 shows the measured specific methane production potential of the mixtures 1 and 2 with different proportions of sugar beet by-products compared to the expected specific methane yield of these mixtures. As we

can see in the fig 6 there was now co-fermentation effect achieved. The lower achieved as calculated specific methane yield of the mixtures with SBP silage could be possibly caused by reduced activity of cellulolytic bacteria, and thus lower recovery of nutrients from corn, Sudan grass and meadow grass silage. In animal nutrition we know that allowance of slightly soluble carbohydrates (sugars and starches) in ruminants may reduce the digestibility of other nutrients, particularly of protein and crude fiber. This decrease is referred to as "general digestive depression". According to primarily the cellulotic bacteria (cellulotische activity) coul be inhibited. This could explain the reduced actual methane yield of the mixtures with SPB silage.

The mixtures of Group 2 with SBT silage showed only slight co-fermentations effects. The addition of 70% of the ZR-top silage, resulted maximal additional methane yield of 6%. Optimal mixing ratios:

Conclusions

1. The fermentation of all variants was uniformly and stably without significant inhibition of methane fermentation. With increasing content of SBP silage in the mixture the specific methane production potential of the mixture increased. The addition of SBT silage (70% of DM fraction) to the mixture of energy crops and manure resulted in comparison to the mono-digestion of the substrates – in a slightly higher methane yield as calculated. In other mixtures there was no co-fermentations effects achieved or they were even negative. For recommendations of the suitability of the ZR-pulp silage as performance-enhancing additive for biogas production, it is reasonable to test the transferability of the present test results in continuous experiments at laboratory scale.

2. Drying of sugar beet by-products. The effect of drying of sugar beet-pulp silage and silage on top of their methane potential was tested in the present experiment compared to the non getrocknenten ensiled biomass. The results indicate that the drying of pulp silage-ZR and ZR-top silage to reduce the methane production potential of 30 and 43% resulted. The drying process causes the steaming out of free volatile fatty acids, which were formed during the ensiling process and can thus reduce the methane production potential of biomass.

References

1. *Polishchuk A., Drahniev S., Polishchuk V.* (2015). Theoretical foundation of biodiesel flushing. Mechanization in agriculture. 12. 39-41.

2. *Polishchuk V., Bilko T.* (2017). Research of influence of species of raw material on biogas output. MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. 19(3). 73-80.

3. *Rogovskii I., Mastowska I., Kaczmarek J., Titova L., Ohiienko M., Nadtochiy O.* (2020). Engineering management of agrotronics of grain production by agricultural enterprises. Monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole, ISBN 978-83-66567-11-5. 180.

4. *Grygoryuk I., Teslyuk V., Kovbasenko R., Kovbasenko V., Ohiienko M., Ratajczak J., Syrytczyk K., Titova L., Rogovskii I.* (2020). Ecologization systems for protection of cultural plants. Monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole, ISBN 978-83-66567-12-2. 312.

5. *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.

6. *Romaniuk W., Zheliezna T., Drahniev S., Bashtovyi A., Sobczuk H., Marczuk A., Titova L., Rogovskii I., Borek K.* (2018). Prospects for production and consumption of second generation biofuels in Ukraine. Agricultural Engineering (wir.ptir.org). Krakow. Poland. 22(4). 71-79. https://doi.org/0.1515/agriceng-2018-0038.

7. *Rogovskii I. L., Palamarchuk I. P., Kiurchev S. V., Verkholantseva V. O., Voinash S. A., Sokolova V. A., Gogolevski A. S.* (2020). Mathematical modeling of the impulse bubbling process of bulk mass by the coolant flow. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 919, 052026. doi:10.1088/1757-899X/919/5/052026.

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. 57(1). 141-146.

9. *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.

10. *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.

Список літератури

1. *Polishchuk A., Drahniev S., Polishchuk V.* Theoretical foundation of biodiesel flushing. Mechanization in agriculture. 2015. Issue 12. P. 39-41.

2. *Polishchuk V., Bilko T.* Research of influence of species of raw material on biogas output. MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. 2017. Vol. 19. No 3. P. 73-80.

3. *Rogovskii I., Mastowska I., Kaczmarek J., Titova L., Ohiienko M., Nadtochiy O.* Engineering management of agrotronics of grain production by agricultural enterprises. Monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole, ISBN 978-83-66567-11-5. 2020. 180 p.

4. *Grygoryuk I., Teslyuk V., Kovbasenko R., Kovbasenko V., Ohiienko M., Ratajczak J., Syrytczyk K., Titova L., Rogovskii I.* Ecologization systems for protection of cultural plants. Monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole, ISBN 978-83-66567-12-2. 2020. 312 p.

5. *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.

6. *Romaniuk W., Zheliezna T., Drahniev S., Bashtovyi A., Sobczuk H., Marczuk A., Titova L., Rogovskii I., Borek K.* Prospects for production and consumption of second generation biofuels in Ukraine. Agricultural Engineering (wir.ptir.org). Krakow. Poland. 2018. Vol. 22. №4. P. 71-79. https://doi.org/0.1515/agriceng-2018-0038.

7. *Rogovskii I. L., Palamarchuk I. P., Kiurchev S. V., Verkholantseva V. O., Voinash S. A., Sokolova V. A., Gogolevski A. S.* Mathematical modeling of the impulse bubbling process of bulk mass by the coolant flow. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. vol. 919, 052026. doi:10.1088/1757-899X/919/5/052026.

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. *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.

10. *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.

БІОТЕХНОЛОГІЯ КОФЕРМЕНТАЦІЇ ЦУКРОВИХ ПОБІЧНИХ ПРОДУКТІВ ІЗ ТИПОВИМИ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИМИ СУБСТРАТАМИ

Є. О. Дворник

Анотація. Анаеробне виварювання - багатообіцяюча можливість для нешкідливої для навколишнього середовища рециркуляції сільськогосподарських побічних продуктів. Однак, перевантаження систематизатора з цукром, крохмалем або білком могла б викликати заборона анаеробних процесів. Мета існуючого проекту полягала в тому, щоб дослідити вплив цукрових буряків продуктами на врожаї біогазу від типової суміші енергетичних зернових культур і гною.

Досліджені підстави були: рідкий гній рогатої худоби, кукурудза, сорго та силос трави, цукрові буряки перетворює в м'яку масу і силос гички цукрових буряків (SBT). Різниця між невилікуваним SBT до обробленого SBP. Всі підстави були переварені в 1 l систематизатора eudiometer-партії в 37,5 °C протягом 28-38 днів. Певний урожай метану сумішей і різних підстав екс-жвавий. Експерименти показали, що випуск цукрових буряків продуктом до енергетичного урожаю і шламових результатами суміші в високому метані поступається, навіть досягнутий урожай метану суміші був нижчим за очікуваний.

Ключові слова: анаеробне виварювання, біогаз, метан, побічні продукти, м'якоть цукрових буряків, бадилля цукрових буряків, картопля.

БИОТЕХНОЛОГИЯ КОФЕРМЕНТАЦИИ САХАРНЫХ ПОБОЧНЫХ ПРОДУКТОВ С ТИПИЧНЫМИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫМИ СУБСТРАТАМИ

Е. А. Дворник

Аннотация. Анаэробное вываривание – многообещающая возможность для безвредной для окружающей среды рециркуляции сельскохозяйственных побочных продуктов. Однако, перегрузка систематизатора с сахаром, крахмалом или белком могла бы вызвать запрещение анаэробных процессов. Цель существующего проекта состояла в том, чтобы исследовать влияние сахарной свеклы продуктами на урожае биогаза от типичной смеси энергетических зерновых культур и навоза.

Исследованные основания были: жидкий навоз рогатого скота, кукуруза, сорго и силос травы, сахарная свекла превращает в мягкую массу и силос ботвы сахарной свеклы (SBT). Различие между невылеченным SBT к обработанному SBP. Все основания были переварены в 1 l систематизаторе eudiometer-партии в 37,5°C в течение 28-38 дней. Определенный урожай метана смесей и различных оснований экс-оживлен. Эксперименты показали, что выпуск сахарной свеклы продуктом к энергетическому урожаю и шламовым результатам смеси в высоком метане уступает, даже достигнутый урожай метана смеси был ниже ожидаемого.

Ключевые слова: анаэробное вываривание, биогаз, метан, побочные продукты, мякоть сахарной свеклы, ботва сахарной свеклы, картофель.

Є. О. Дворник ORCID 000-0003-4904-1076.

Machinery & Energetics. *Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020, Vol. 11, No 3, 143-150*
ISSN 2663-1334 (print), ISSN 2663-1342 (online), www.journals.nubip.edu.ua/index.php/Tekhnica

http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.03.143

УДК 631.1.004

МОДЕЛЬ СТОХАСТИЧНОГО ПРОЦЕСУ ВІДНОВЛЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ МАШИНИ В БЕЗІНЕРЦІЙНИХ СИСТЕМАХ ІЗ ЗАПІЗНЕННЯМ

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 – квітень 2020, акцептовано – серпень 2020.
Бібл. 24, рис. 5, табл. 1.

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

Однією з передумов забезпечення працездатності і екологічності сільськогосподарських машин в умовах існуючих обмежень фінансових ресурсів і низьких показників безвідмовності цих машин є пошук раціональних рішень з ефективності технічної експлуатації, які б дозволили виконати необхідні об’єми робіт з технічного обслуговування за мінімальних затратах фінансових і трудових ресурсів [1-4].

Проблема підвищення надійності [5] й ефективного використання сільськогосподарських машин перебуває в тісному зв'язку із проблемою організації й технологією здійснення всіх процесів передбачених системою технічного обслуговування в аграрному виробництві [6, 7]. Раціональна організація експлуатації машин неможлива при відсутності необхідних відомостей про періодичність і технології виконання профілактичних робіт. У цьому зв'язку створення методики обґрунтування періодичності технічного обслуговування є актуальним науково-практичним завданням [8-16].

Вивчення факторів, що виявляють вплив на тривалість роботи даного вузла до моменту, коли доцільно проводити профілактичні роботи показує, що в цьому питанні існує своєрідний принцип невизначеності: чим повніше й точніше враховуються зазначені фактори, тим менш є достовірним отриманий результат. Більш достовірної виявляється періодичність ТО, установлена з урахуванням вимог, сформульована з більш загальних позицій. Наприклад, установлення періодичності здійснення операцій технічного обслуговування з урахуванням вимог раціональної організації використання машин в умовах, що склалися аграрних підприємствах. У зв'язку із цим у дослідженні розпочата спроба врахувати весь основний комплекс факторів, що визначають періодичність технічного обслуговування за даною машиною [17-20].

Згідно національних стандартів щодо сільськогосподарських машин передбачено проведення певних видів технічного обслуговування, які класифікуються за етапом існування машини і характеризуються чітко регламентованою періодичністю проведення [21-25]. Однак ці величини періодичності сформовані згідно планово-попереджувальної системи для виробничих умов [24]. Сьогодення потребує нових рішень щодо наукового обґрунтування величин періодичності проведення технічного обслуговування сільськогосподарських

машин і на думку автора вихідним етапом повинна стати формалізація впливу показників надійності.

Аналіз останніх досліджень

На практиці досить часто зустрічаються процеси, що мають стохастичну залежність між компонентами вектора як вхідних, так і вихідних змінних. При цьому ні характер, ні структура залежності нам невідомі. Об'єкти, що володіють подібною особливістю, називають «трубчастими».

Перша згадка про процеси «трубчастої» структури (Н-процесах) з'являється у роботі [3]. Ці процеси були помічені при моделюванні технологічних процесів в металургії. Було виявлено, що компоненти вектора входу досліджуваного процесу пов'язані стохастичною залежністю, внаслідок чого процес протікає не у всій області, встановленої технологічним регламентом підприємства, а лише в деякій його підобласті. У цих умовах процес моделювання та управління ускладнюється.

Розглянемо стохастичний багатовимірний об'єкт, представлений на рис. 1.

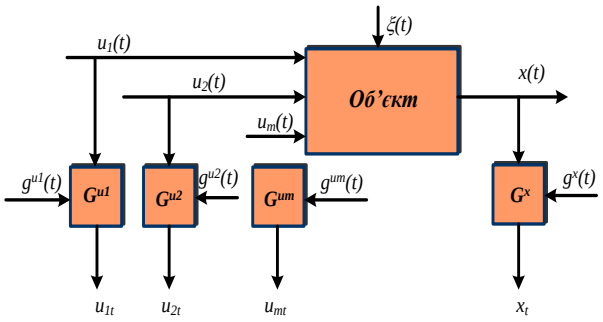


Рис. 1. Схема багатовимірного стохастичного процесу відновлення працездатності сільськогосподарської машини.

Fig. 1. Scheme of multidimensional stochastic process of restoration of working capacity of agricultural machine.

Тут прийняті наступні позначення: A - невідомий оператор об'єкта, $x(t) \in \Omega(x) \subset R^1$ – вихідна змінна процесу, $u(t) = (u_i(t), i = 1, m) \in \Omega(u) \subset R^m$ – векторний вхідний вплив $\xi(t)$ - векторний випадковий вплив, (t) – безперервний час, $G^{u_i}, i = \overline{1, m}, G^x$ - канали зв'язку, які відповідають різним змінним, що включають в себе засоби контролю, $g^{u_i}(t), i = \overline{1, m}$, g^x - випадкові перешкоди вимірювань відповідних змінних процесу з нульовими математичними очікуваннями і обмеженою дисперсією.

Мета досліджень

Мета досліджень – описати особливості аналітичних підходів до узагальнення математичної моделі стохастичного процесу відновлення працездатності сільськогосподарської машини в безінерційних системах із запізненням.

Результати досліджень

Вимірюючи значення вхідних і вихідних змінних через інтервал часу Δt. Отримаємо навчальну вибірку $(u_i, x_i, i = \overline{1, s})$, де s - обсяг вибірки.

Звернемо увагу на одну важливу обставину - компоненти вектора вхідних змінних u(t) пов'язані стохастичною залежністю.

Випадок, коли компоненти вектора входу u(t) незалежні, може бути проілюстровано наступним рис. 2.

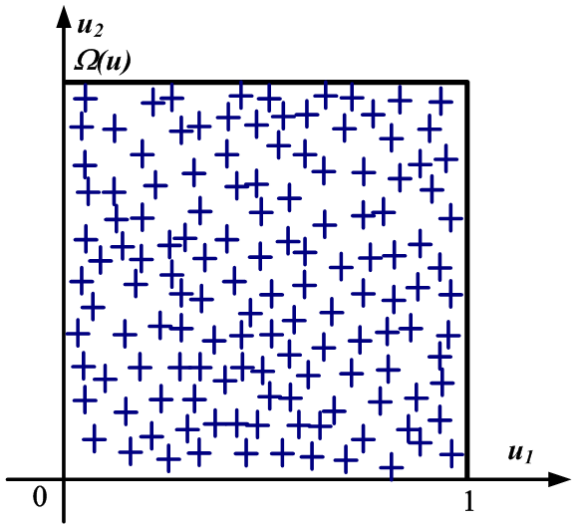


Рис. 2. Випадок незалежності компонент вектора входу u(t).

Fig. 2. The case of independence of the components of the input vector u (t).

Тут, з міркувань простоти, $u_1, u_2 \in [0; 1]$. Знаком «+» позначені точки процесу. Як видно з рисунку, точки процесу можуть бути розташовані по всій площі даного одиничного квадрата. Одному значенню компоненти $u_1(t)$ може відповідати безліч значень компоненти $u_2(t)$, і навпаки.

Якщо між компонентами вектора входу існує деяка залежність, то в якості ілюстрації можна розглянути приклад, представлений на рис. 3, де компоненти $u_1(t)$, $u_2(t)$ пов'язані між собою стохастичною залежністю.

Як видно з представленого рисунку, точки процесу розташовуються не по всій площі одиничного квадрата Ω(u), а лише в його області $\Omega^H(u) \in \Omega(u)$.

Одному значенню компоненти u_1 відповідає тут вже значно менше число значень компоненти u_2.

Чим менша область $\Omega^H(u)$, тим більше однозначним стає відношення між компонентами u_1 і u_2.

Відзначимо, що області $\Omega^H(u)$ дослідникові завжди невідома, оскільки її розміри і положення визначаються видом зв'язку між змінними процесу, про яку ми нічого не можемо сказати напевно.

Розглянемо рис. 4, на якому показано процес «трубчастої» структури.

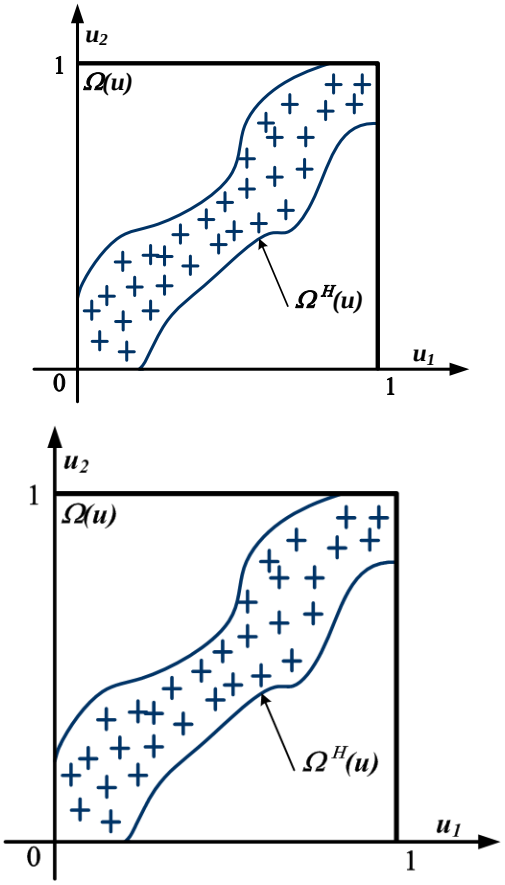


Рис. 3. Стохастичний зв'язок між вхідними змінними процесу.

Fig. 3. Stochastic relationship between input process variables.

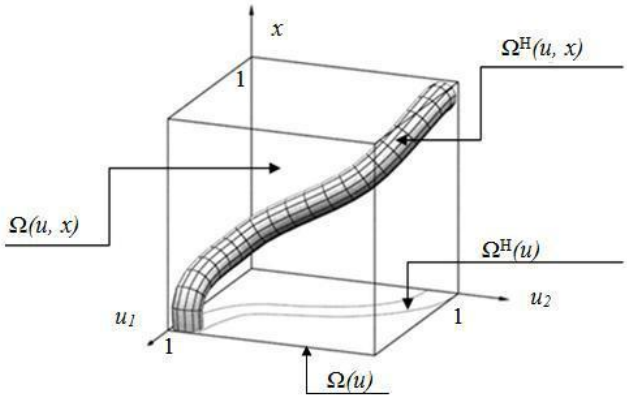


Рис. 4. Стохастичний процес відновлення працездатності сільськогосподарської машини з «трубчастої» структурою.

Fig. 4. Stochastic process of restoring the efficiency of an agricultural machine with a "tubular" structure.

Як видно з рисунку, область протікання процесу $\Omega(\mathrm{u}, x)$ являє собою без порушення спільності, одиничний гіперкуб, де $u = (u_1, u_2) \in R^2$. Область протікання процесу $\Omega(\mathrm{u}, x)$ на практиці відома завжди. Наприклад, для технологічного процесу значення «вхідних-вихідних» змінних визначаються рамками технологічного регламенту. Однак якщо досліджуваний процес має «трубчасту» структуру, тобто його вхідні змінні пов'язані між собою стохастичною залежністю, то область його протікання обмежується не тільки простором гіперкуба $\Omega(\mathrm{u}, x)$, але і деякою його підобластю $\Omega^H(\mathrm{u}, x) \in \Omega(\mathrm{u}, x)$, яка нам ніколи не відома. оскільки під область $\Omega^H(\mathrm{u}, x)$ не відома, то і точно сказати про те, що досліджуваний об'єкт має даною особливістю, ми не можемо. У цьому полягає основна складність моделювання подібного роду процесів.

На практиці, при побудові моделі за наявними даними, використовують параметричні оцінки типу

$$x_\alpha(t) = \mathrm{A}^\alpha(u(t), \alpha)$$

де A^α - параметрична структура моделі, а α - вектор параметрів. При цьому для деяких значень вхідних змінних процесу $\mathrm{u} \in \Omega(\mathrm{u}) \subset \mathrm{R}^\mathrm{m}$, Які одночасно задовольняють умові $u \notin \Omega^H(u)$. Ми можемо отримати оцінки $x_\alpha \notin \Omega^H(u, x)$ або зовсім $x_\alpha \notin \Omega(\mathrm{u}, x)$. Цей ефект продемонстрований на рис. 5.

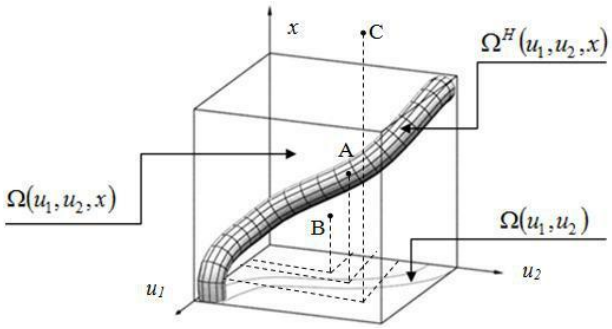


Рис. 5. Моделювання стохастичного процесу відновлення працездатності сільськогосподарської машини з «трубчастої» структурою.

Fig. 5. Modeling of the stochastic process of restoring the efficiency of an agricultural machine with a "tubular" structure.

Тут точки A, B, C - це різні значення вихідної змінної $x(t)$, Отримані в результаті управління технологічним процесом. Як видно з рисунку, точка A належить області «трубчастого» процесу, тобто $A \in \Omega^H(\mathrm{u}, x)$, точка B не влучає в область «трубки», але перебуває в технологічному регламенті ($B \notin \Omega^H(\mathrm{u}, x)$, але $B \in \Omega(\mathrm{u}, x)$). Точка, крапка $C \notin \Omega(\mathrm{u}, x)$, Тобто вона виходить за рамки технологічного процесу. Якісний результат від ведення процесу можливий лише при отриманні точок, подібних якій точці A, тобто таких, які в підсумку потрапили в простір «трубки» $\Omega^H(\mathrm{u}, x)$. Точки, що не потрапили в рамки технологічного регламенту, такі як точка C, можна легко помітити і виключити з розгляду. Наприклад, можна отримати негативні значення відновлення машин, що, природно, не є реальним. Найбільш складний випадок представляють значення $x(t)$, які вписуються в обсяг гіперкуба $\Omega(\mathrm{u}, x)$, але не належать простору «трубки» $\Omega^H(\mathrm{u}, x)$ (наприклад, точка B на рисунку). Ці оцінки задовольняють умовам технологічного регламенту, а, значить, ми не маємо підстав для їх виключення, і враховуємо при управлінні. При цьому результат буде незадовільним.

Розглянемо ще одну обставину. Нехай нам необхідно відновити лінію в двовимірному просторі. Для якісного її відновлення нам буде потрібно вибірка з декількох десятків точок. Якщо ми працюємо в

тривимірному просторі і об'єктом відновлення є площину, то мова йде про декілька сотень точок. Таким чином, зі збільшенням розмірності простору, обсяги вибірок s, необхідні для якісного оцінювання, збільшуються на порядки. Але на практиці не поодинокі випадки, коли розмірність завдання k велика в порівнянні з обсягом наявної вибірки s. Наприклад, в практичних завданнях часто виникає ситуація, коли $k = 20 \div 30$, а $s = 900 \div 1000$. У цих ситуаціях математична статистика не може дати задовільне рішення задачі ідентифікації. Це означає, що отримані моделі будуть досить грубими.

Існує дуже важлива проблема, як зробити висновок на підставі малого - в сенсі математичної статистики - кількості даних. У нас була розглянута задача приблизно з 20 параметрами і всього 600 даними. За всіма правилами, не можна робити висновок по 600 даними, якщо змінюються 20 параметрів. Але де взяти більше? 600 машин були в експлуатації - ось і вся статистика. Життя такі завдання ставить.

У випадку наявності у об'єкта «трубчастої» структури компоненти його входу пов'язані стохастичною залежністю. Іншими словами, по суті, розмірність завдання в цьому випадку значно скорочується, і при малій кількості точок ми можемо отримати задовільні моделі.

Розглянемо приклад. Нехай стохастичний процес відновлення працездатності сільськогосподарської машини описується рівнянням:

$$x(u) = f(u_1, u_2, u_3) \qquad (1)$$

де тривимірний вектор $\mathrm{u} = (\mathrm{u}_1, \mathrm{u}_2, \mathrm{u}_3) \in \mathrm{R}^3$ є вхідний змінної, а $\mathrm{x} = \in \mathrm{R}^1$ - вихідна змінна. Як говорилося раніше, при параметричної ідентифікації досліджуваного процесу необхідно визначити клас параметричних залежностей $x^{\alpha}(u) = f^{\alpha}(u_1, u_2, u_3, \alpha)$ і оцінити той чи інший способом параметри α за вибіркою спостережень $(\mathrm{u}_i, x_i), i = \overline{1,s}$, де s - обсяг вибірки.

Нехай компоненти вектора входу $u = (u_1, u_2, u_3)$ стохастично ніяк не пов'язані, тобто незалежні. В цьому випадку вихідна змінна $x(t)$ є функція від трьох змінних $u = (u_1, u_2, u_3)$. Припустимо, що компоненти вектора вхідних змінних пов'язані функціонально, наприклад

$$\mathrm{u}_2 = \varphi_1(\mathrm{u}_1), \mathrm{u}_3 = \varphi_2(\mathrm{u}_2) = \varphi_2(\varphi_1(\mathrm{u}_1)) \quad (2)$$

Звичайно ж, дослідник не знає про наявність залежності (2). У зворотному випадку можна було б підстановкою (2) в (1) отримати:

$$x(u) = f(u_1, \varphi_1(\mathrm{u}_1), \varphi_2(\varphi_1(\mathrm{u}_1))) \qquad (3)$$

Таким чином, тривимірна залежність (1) могла б бути зведена до одновимірної залежності (3). Аналогічним чином залежність (1) може бути зведена і до двовимірної.

Як ми бачимо, при наявності функціональної залежності між компонентами вектора входу $u = (u_1, u_2, u_3)$ розмірність розв'язуваної задачі скорочується. Аналогічно справа йде і за наявності не функціональної залежності, а стохастичної. Але про наявність подібних залежностей досліднику нічого не відомо.

Приклад процесу «трубчастої» структури. Розглянемо результати одного дослідження. Об'єктом дослідження роботи був процес відновлення працездатності зернозбирального комбайна Славутич КЗС-9М. При тривалій експлуатації комбайна в його технічному стані відбувається ряд процесів, результатом яких є накопичення напружень, дефектів, сколів, зломів, зносів великої кількості складних відмов. Більшість цих відмов є аварійними і становлять небезпеку для повної втрати працездатності комбайна.

В ході дослідження було виділено ряд змінних $(u_i), i = \overline{1,8}$, що впливають на процес втрати працездатності: тривалість відновлення працездатності силової енергетичної установки (u_1), тривалість відновлення працездатності жниварки (u_2), тривалість відновлення працездатності соломотрусу (u_3), тривалість відновлення працездатності ходової системи (u_4), тривалість відновлення працездатності гідростатичної трансмісії (u_5), тривалість відновлення працездатності копнувача (u_6), тривалість відновлення працездатності молотарки (u_7), тривалість відновлення працездатності похилої камери (u_8).

Значення змінних належать наступним чисельним інтервалах: $u_1 \in [4; 16]$, $u_2 \in [0.1; 0.2]$, $u_3 \in [15; 360]$, $u_4 \in [0.05; 0.4]$, $u_5 \in [1.4; 1.5]$, $u_6 \in [0.9; 0.95]$, $u_7 \in [3; 8]$, $u_8 \in [8; 356]$. Вибірка «вхід-вихід» змінних має вигляд $\{u_{1i}, u_{2i}, u_{3i}, u_{4i}, u_{5i}, u_{6i}, u_{7i}, u_{8i}, i\} = \overline{1,9}$.

З метою дослідження взаємозв'язку між змінними була розрахована кореляційна матриця за наявними даними. Отримана матриця представлена в табл. 1.

Результати експерименту показали, що значення коефіцієнтів кореляції досить великі ($\approx 0.74 \div 0.99$).

Таблиця 1. Кореляційна матриця.
Table 1. 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

Це говорить про наявність сильної лінійної залежності між факторами, що впливають на процес. Ґрунтуючись на цьому, як залежностей, що описують процес, було запропоновано взяти такі рівняння:

$$u_{\alpha1} = \alpha_0 + \alpha_2 u_2 + \alpha_3 u_3 + \alpha_4 u_4 + \alpha_5 u_5 + \alpha_6 u_6 + \alpha_7 u_7 + \alpha_8 u_8,$$
$$u_{\alpha2} = \beta_0 + \beta_1 u_1 + \beta_3 u_3 + \beta_4 u_4 + \beta_5 u_5 + \beta_6 u_6 + \beta_7 u_7 + \beta_8 u_8,$$
$$u_{\alpha3} = \gamma_0 + \gamma_1 u_1 + \gamma_2 u_2 + \gamma_4 u_4 + \gamma_5 u_5 + \gamma_6 u_6 + \gamma_7 u_7 + \gamma_8 u_8,$$
$$u_{\alpha4} = \eta_0 + \eta_1 u_1 + \eta_2 u_2 + \eta_3 u_3 + \eta_5 u_5 + \eta_6 u_6 + \eta_7 u_7 + \eta_8 u_8,$$
$$u_{\alpha5} = \kappa_0 + \kappa_1 u_1 + \kappa_2 u_2 + \kappa_3 u_3 + \kappa_4 u_4 + \kappa_6 u_6 + \kappa_7 u_7 + \kappa_8 u_8,$$
$$u_{\alpha6} = \lambda_0 + \lambda_1 u_1 + \lambda_2 u_2 + \lambda_3 u_3 + \lambda_4 u_4 + \lambda_5 u_5 + \lambda_7 u_7 + \lambda_8 u_8,$$
$$u_{\alpha7} = \mu_0 + \mu_1 u_1 + \mu_2 u_2 + \mu_3 u_3 + \mu_4 u_4 + \mu_5 u_5 + \mu_6 u_6 + \mu_8 u_8,$$
$$u_{\alpha8} = \rho_0 + \rho_1 u_1 + \rho_2 u_2 + \rho_3 u_3 + \rho_4 u_4 + \rho_5 u_5 + \rho_6 u_6 + \rho_7 u_7, \quad (4)$$

де $\alpha, \beta, \gamma, \eta, \kappa, \lambda, \mu, \rho$ - шукані параметри.

Після знаходження значень параметрів був поставлений наступний експеримент. Була розглянута параметрична структура моделі Детально розглянемо параметричну структуру на прикладі моделі $u_{\alpha1}$:

$$u_{\alpha1} = -47.2 - 2.4u_2 + 0.03u_3 + 32.5u_4 + 14.2u_5 + 30.9u_6 + 0.08u_7 + 0.03u_8 \quad (5)$$

В отриману модель $u_{\alpha1}$ (5) були підставлені значення факторів $u_2 = 0.1$, $u_3 = 15$, $u_4 = 0.05$, $u_5 = 1.4$, $u_6 = 0.9$, $u_7 = 3$, $u_8 = 8$ з допустимих інтервалів визначення змінних, отримано $u_{\alpha1} = 4$. Дане значення відповідає допустимих меж визначення фактора u_1, максимальне значення якого 16. В ході експерименту аналогічні результати отримані для факторів $u_2, u_3, u_4, u_5, u_6, u_7, u_8$.

Висновки

1. Внаслідок цього можна стверджувати, що досліджуваний стохастичний процес відновлення працездатності сільськогосподарської машини має «трубчасту» структуру. Тобто певному значенню змінної u_i не може відповідати довільно задане значення змінної u_j.

2. При роботі з отриманоїю моделлю стохастичного процесу відновлення працездатності сільськогосподарської машини, при подачі на вхід керуючих впливів з технологічного регламенту, в деяких випадках при розрахунку планового і фактичного балансів виходили прогнози деяких технологічних параметрів, які виявлялися фізично не реалізовуються. Наприклад, зміст елементів могли приймати негативні значення або перевищувати 100%, чого бути не може.

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., Jasinskas 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., Ohiienko 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.

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. *Astashev 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). Algorithmicly 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). Metodological performance of technological operations of restoration of working capacity of agricultural mashines 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.

МОДЕЛЬ СТОХАСТИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ВОССТАНОВЛЕНИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН В БЕЗИНЕРЦИОННЫМИ СИСТЕМАХ С ОПОЗДАНИЕМ

И. Л. Роговский

Аннотация. В статье проведен анализ поддержание 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.

MODEL OF STOCHASTIC PROCESS OF RESTORATION OF WORKING CAPACITY OF AGRICULTURAL MACHINE IN INERTIAL SYSTEMS WITH DELAY

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.

І. Л. Роговський ORCID 0000-0002-6957-1616.

Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020, Vol. 11, No 3, 151-162
ISSN 2663-1334 (print), ISSN 2663-1342 (online), www.journals.nubip.edu.ua/index.php/Tekhnica

http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.03.151

УДК 631.1.004

МЕТОДОЛОГІЧНІ ПОЛОЖЕННЯ ТЕХНІЧНОГО РІВНЯ ВИКОРИСТАННЯ КОМПЛЕКСУ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

Л. Л. Тітова, І. М. Ничай

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: l_titova@nubip.edu.ua.

Історія статті: отримано – квітень 2020, акцептовано – серпень 2020.
Бібл. 37, рис. 0, табл. 9.

Анотація. В статті наведено аналіз сучасних наукових досягнень по багатокритеріальній оптимізації технічних рішень та існуючих нормативних документів та визначені комплексні критерії оцінки сільськогосподарської машини; оцінки їх ефективності у взаємозв'язку з актуальними цілями і завданнями, призначеними 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. Такий підхід змушує при вирішенні будь-якої науково-технічної задачі по створенню нового продукту розглядати цей продукт не тільки на етапі науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт або постановки на виробництво, а й протягом усього можливого періоду подальшого існування цього продукту, тобто протягом усього життєвого циклу продукту.

Дані методологічні положення поширюються на сільськогосподарське виробництво – технології виробництва продукції, технологічні комплекси машин, машини і машинно-тракторні агрегати, що використовують в рослинництві і виробництва сільськогосподарської продукції.

Ключові слова: методологія, технічний рівень, комплекс машин, сільськогосподарська машина.

Постановка проблеми

Зміни методології управління процесами досягнення цілей: як на рівні державної інфраструктури, так і на рівні інфраструктур безпосередніх виконавців, перш за все при вирішенні завдань формування та реалізації державної науково-технічної політики [1-4]. Зміни ці полягають, перш за все, в переході від традиційних методів управління (процесного, функціонального) до проєктних і програмно-цільових методам управління [5-8]. Методологія проєктного управління стала формуватися і впроваджуватися в світову практику ще в 50-60-х років XX століття [9-12]. За наступний період розвитку методології проєктного менеджменту сформувалося і стало загальновизнаним новий науковий напрям - «наука про управління проєктами» [13-18]. В Україні основні принципи проєктного (проєктно-цільового) управління знайшли своє усвідомлене застосування з початку 2000-х років нового століття з переходом на ринкові виробничо-економічні відносини [19-21]. Саме проєкти і проєктні програми стали основним інструментом реалізації масштабних унікальних завдань, поставлених в рамках науково-технічної державної політики України, не дивлячись на те, що сьогоднішня організація реалізації інноваційних процесів не позбавлена певних недоліків [22-23].

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 с 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.

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 :

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) [24-26].

Аналіз останніх досліджень

На основі аналізу сучасних наукових досягнень по багатокритеріальній оптимізації технічних рішень та існуючих нормативних документів визначено такі комплексні критерії оцінки:

1) Байєса-Лапласа,

2) Гурвіца,

3) Севіджа,

4) Ходжа-Лемана,

5) критерій за ГОСТ 22732.

Відповідно то прийнятих локальних критеріїв визначена номенклатура показників оцінки [27-31]:

1) питомі експлуатаційні затрати, грн/одиницю продукції чи роботи;

2) питомі прямі витрати палива, кг одиницю продукції чи роботи;

3) питомі затрати сукупної енергії. МДж/одиницю продукції чи роботи;

4) питомі приведені затрати, грн/одиницю продукції чи роботи;

5) питома матеріаломісткість, кг/одиницю 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 [32-34]. Коли ж прибуток визначити неможливо (при оцінюванні технологічних ліній, окремих машинно-тракторних агрегатів), то використовують перші 5 локальних критеріїв [35-37].

Мета досліджень

Мета досліджень – представити методологічні положення технічного рівня використання комплексу сільськогосподарських машин.

Результати досліджень

Критерії оцінки технічного рівня відображають кінцеві результати використання комплексу машин чи окремого машинно-тракторного агрегату. Показники визначають в розрахунку на одиницю кінцевої сільськогосподарської продукції, як правило на 1 ц продукції. 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.

Питомі затрати праці на одиницю продукції:

$$З_Т=\frac{З_0}{П}, \text{ люд-г/ц}, \quad (1)$$

де $З_0$ – прямі за рік затрати праці по комплексу;

П – вироблена за рік продукція ц.

Затрати праці на одиницю роботи визначають за формулою:

$$З_Т=\frac{Л}{W_{зм}}, \text{ люд-г}. \quad (2)$$

де $W_{зм}$ – продуктивність за годину змінного часу агрегату або машини (га. тон. голів, та ін.).

Л – 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.

Питомі приведені затрати на одиницю продукції:

$$р=\frac{Р_Г}{П}, \text{ грн./ц}, \quad (3)$$

де $Р_Г$ – річні приведені затрати по комплексу:

$$Р_Г = С_0 + Е \cdot К, \text{ грн.}, \quad (4)$$

де $С_0$ – річні експлуатаційні затрати при використанні комплексу, грн.,

Е – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень,

К – балансова вартість комплексу машин, грн.

Для окремого МТА приведені затрати на одиницю виробітку визначають за формулою:

$$П = І + К \cdot Е, \text{ грн.}, \quad (5)$$

де І – прямі експлуатаційні затрати на одиницю виробітку, грн.,

К – капітальні вкладення на. одиницю виробітку, грн.

Прямі експлуатаційні затрати на одиницю виробітку визначають за формулою:

$$І = З + Г + Р + А + Ф, \text{ грн.}, \quad (6)$$

де З – затрати на оплату праці обслуговуючого персоналу, грн.,

Г – затрати на паливно-мастильні матеріали та електроенергію, грн.,

Р – затрати на технічне обслуговування, поточний та капітальний ремонт, грн.,

А – затрати на реновацію, грн.,

Ф – інші прямі затрати на основні і допоміжні матеріали (насіння, добрива, пестициди, проволоку, шпагат, тара та ін.), грн.

Затрати на оплату праці обслуговуючого персоналу на одиницю виробітку визначають так:

$$З = \left[\sum_J Л_j r_j \cdot k_Д\right] / W_{зм}, \text{ грн.}, \quad (7)$$

де $W_{зм}$ – 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-г,

$k_Д$ – коефіцієнт, який враховує доплати за продукцію, премії, добавки за класність і стаж роботи, кваліфікацію, оплату відпусток і нарахування за суспільне страхування,

$Л_j$ - кількість j-го обслуговуючого персоналу, люд.

Затрати на паливно-мастильні матеріали і електроенергію на одиницю виробітку визначають за формулою:

$$\Г = q \cdot \Ц, \text{ грн.} \quad (8)$$

де q – витрачання паливно-мастильних матеріалів, електроенергії, кг/од. виробітку, кВт-г/од. виробітку,

Ц – 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 ремонти за нормативними відрахуваннями від балансової вартості машини визначають за формулою:

$$\Р = \Б \cdot (r_t + r_k)/(W_{\text{ек}} \cdot \Т_{\text{ч}}), \text{ грн.} \quad (9)$$

де Б – 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,

$\Т_{\text{ч}}$ – нормативне річне завантаження, годин.

Затрати на реновацію машини (А) на одиницю виробітку визначають так:

$$\А = (\Б \cdot \а)/(W_{\text{ек}} \cdot \Т_{\text{з}}), \text{ грн.} \quad (10)$$

де а – коефіцієнт відрахувань на реновацію машини.

$\Т_{\text{з}}$ – зональне річне завантаження, годин.

Інші прямі затрати на основні (насіння, добрива, гербіциди, пестициди тощо) та допоміжні (проволока, шпагат, тара тощо) матеріали (Ф) на одиницю виробітку визначають за формулою:

$$\Ф = \sum_i h_i \cdot \Ц_{\text{М}_i}, \text{ грн.}, \quad (11)$$

де h_i – питомі витрати і-го виду матеріалу, кг/од. виробітку, т/од. виробітку, шт./од. виробітку,

$\Ц_{\text{М}_i}$ – оптова ціна одиниці і-го виду матеріалу, що витрачається, грн.

Питома матеріаломісткість комплексу або агрегату:

$$\м = (\М1 + \М2)/\П, \text{ кг/ц}, \quad (12)$$

де М1 – приведена маса машин і обладнання, які постійно використовують у даному комплексі, кг,

М2 – приведена маса машин і обладнання, що залучають для виконання робіт.

$$\М1 = \sum_{i=1}^{n}\left[G_i \cdot K_{r_i}\right] = \sum_{i=1}^{n}[G_i/T_i], \text{ кг}, \quad (13)$$

де G_i – маса *і-ї* машини у комплексі або МТА, загальна кількість яких дорівнює n

K_{r_i} – коефіцієнт реновації *і-ї* машини,

T_i – строк використання (нормативний) *і-ї* машини, років.

$$\М2 = \sum_{j=1}^{n} D_j/D_{r_j} \cdot K_{r_j}, \text{ кг}, \quad (14)$$

де G_i – маса і-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;

$$E = \sum_{j=1}^{i=1} E_i, \text{ кг}, \quad (15)$$

де E_i – енергетичні затрати технологічного процесу на одиницю робіт, МДж.

Складові формули (15) є:

$$E_i = E_{\text{П}} + E_{\text{О}} + (E_{\text{ж}} + E_{\text{Т}} + E_{\text{М}} + E_{\text{С}})/W_{\text{зм}}, \quad (16)$$

де $E_{\text{П}}$ – затрати прямої енергії, що виражені витрачанням палива, МДж/од. виробітку,

$E_{\text{О}}$ – затрати енергії, які містяться у добривах, ядохімикатах, 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.

Таблиця 1. Вхідні дані для розрахунку повних енергозатрат.

Table 1. Input data for calculating total power inputs.

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 самохідні	86,4
Автомобілі	79,3
Сільськогосподарські машини, зчіпки	75,0
Будівлі і споруди	39,5 МДж/м^2
Виробничі споруди	21,7 МДж/м^2
Адміністративні і культурно-побутові споруди	21,7 МДж/м^2
Добрива:	МДж/кг д.р.
Органічні	0,42

Продовження таблиці 1

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.
Гербіциди:	
Масла, що змішуються	419,6
Порошок, що змочується	263,6
Гранули	363,7
Інтексициди:	
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
Продукція рослинництва	
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 (насіння)	20,68
Цукрові буряки	2,56
Соняшник (насіння)	17,83
Соняшник (зелена маса)	4,20

Продовження таблиці 2

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 (насіння)	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	= 4,19 кДж = 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.

За локальними критеріями, наведеними вище, утворюємо матрицю рішень, яка є кінцевою сукупністю варіантів рішень. Таких варіантів рішень буде m, причому $m > 1$. Позначимо варіанти $E_1, E_2, \dots, E_m$. Приймемо умову, що кожним варіантом E_i однозначно визначається деякий результат (тобто машинно-тракторний агрегат, технологічна лінія, технологічний комплекс машин) e_i. Значення строчки e_i, складають показники даного технічного рішення за визначеними локальними критеріями. Таку таблицю розміром $m * n$ (m – кількість варіантів, n - кількість локальних критеріїв) називають матрицею рішень.

Позначимо її e_{ij} Є Е.

Перш за все матрицю Е 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.

Матриця рішень матиме вигляд

№ показника	X_1	X_2	Y_i
1	-1	-1	Y_1
2	+1	-1	Y_2
3	-1	+1	Y_3
4	+1	+1	Y_4

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:

$$Z(BL) = \max e_{ir}, \quad (18)$$

$$e_{ir} = \sum_{j=1}^{n} e_{ij} \cdot q_j, \quad (19)$$

де q_j – вагомість q-го критерію. Зазначимо, що обов'язково:

$$\sum_i^n q_i = 1, \quad (20)$$

Правило вибору за критерієм Гурвіца формулюється 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:

$$Z(HW) = \max e_{ir}, \quad (21)$$

$$e_{ir} = c \cdot \max e_{ij} + (1 - c) \cdot \max e_{ij} \quad (22)$$

де c – вагомість критерій. 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. Різниці 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:

$$Z(S) = \min e_{ir} = \min\left[\max(\max e_{ij} - e_{ij})\right], \quad (23)$$

$$\text{та } e_{ir} = \max e_{ij} = \max\left[\max e_{ij} - e_{ij}\right], \quad (24)$$

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}, строчках яких знаходяться найбільші значення цього стовпця.

Функція, за допомогою якої оцінюють результати, має вигляд:

$$Z(HL) = \max e_{ir}, \quad (25)$$

$$e_{ir} = \left[\sum e_{ij} Wes_j + \min(Norm_{ij}/2)\right] \quad (26)$$

де Wes_j – вагомість і-го критерію.

Правило вибору за цим критерієм формулюється 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:

$$q_{ij} = p\text{б}_i/po_i \quad (27)$$

$$q_{ij} = po_i/p\text{б}_i \quad (28)$$

де po_i – значення і-го локального показника, $p\text{б}_i$ – 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 змій 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:

$$Z(GOST) = \max K_i, \quad (29)$$

$$K_i = \sum q_{ij} \cdot Wes_j, \quad (30)$$

де Wes_j – вагомість j-го локального показника (критерія).

Для реалізації описаних методів розроблено спеціальне програмне забезпечення TUROW, за допомогою якого розраховують значення за всіма 5-мя 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 ГКБ-887Б (40 м^3) 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 5.

Значення за критерієм якості не враховували, тому що всі обприскувачі за показником якості – нерівномірність обприскування - одинакові. Для вітчизняних обприскувачів ОСШ-2500 і ОП-2000-2-01 це пояснюється тим, що вони укомплектовані імпортною 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 6.

Таблиця 3. Технології збирання зернових культур.
Table 3. Grain harvesting technologies.

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. Техніко-економічні показники обприскувачів польових культур при нормі внесення розчину пестицидів 100 л/га.
Table 5. Technical and economic indicators of field sprayers at the rate of pesticide solution application of 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 6. Значення комплексних критеріїв обприскувачів.
Table 6. The value of complex criteria for 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 сільського господарства України немає потреби закуповувати імпортні машини, досить закуповувати елементну базу, а обприскувачі виготовляти на підприємствах держави.

Приклад застосування методики при визначенні технічного рівня технологій для збирання цукрових буряків. Визначали перспективність технологій, наведених в таблиці 7.

Для вибраних технологій вибрали критерії оптимізації: 1) експлуатаційні затрати, грн./га, 2) матеріаломісткість, кг/га, 3) прямі витрати палива, кг/га, 4) затрати енергії, кВт-г/га, 5) затрати праці, люд.-г/га. 6) капіталовкладення, тис. грн., 7) прибуток, тис. грн.

В даний перелік включено прибуток, проте розрахунки проводимо за всіма критеріями, тому що значення прибутку для всіх технологій відрізняються не більше як на 3 відсотки. Показники технологічних комплексів машин для площі збирання 800 га наведено в таблиці 8, причому 9-у технологію прийнято як контрольну, а показники решти технологій виражені в долях до контрольної.

Розрахунки за комплексними критеріями наведено в таблиці 9.

Таблиця 7. Технології збирання цукрових буряків.
Table 7. Sugar beet harvesting technologies.

№ технології	Назва технології	Кількість рядків
1	Однофазна комбайнова	1
2	Однофазна комбайнова	2
3	Однофазна комбайнова	3
4	Однофазна комбайнова	6
5	Двофазна, роздільна	2
6	Двофазна, роздільна	3
7	Двофазна, роздільна	6
8	Двофазна, роздільна	12
9	Трифазна валкова	6

Таблиця 8. Показники технологій за вибраними критеріями.
Table. 8. Indicators of technologies according to the selected criteria.

Технології	Критерії						
	1	2	3	4	5	6	7
	Вагомість критеріїв						
	0,159	0,143	0,143	0,127	0,111	0,158	0,159
1	2,50	13,90	10,11	8,75	8,64	1,74	0,97
2	2,87	4,09	2,71	3,10	2,94	1,08	0,96
3	2,37	3,55	2,02	2,53	1,23	1,26	0,97
4	0,93	1,67	1,36	1,33	0,23	1,26	0,97
5	0,95	1,00	1,17	4,11	3,71	0,27	0,97
6	1,54	1,85	1,76	2,17	2,00	0,72	0,98
7	0,98	1,49	0,84	0,96	0,51	1,20	0,98
8	0,52	1,07	0,40	0,85	0,14	0,83	0,98
9	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00

Таблиця 9. Значення комплексних критеріїв технологічних комплексів машин для збирання цукрових буряків.
Table 9. The value of complex criteria of technological complexes of machines for harvesting sugar beets.

Байєса-Лапласа		Гурвіца		Севіджа		Ходжа-Лемана		ДСТУ	
№	Z(BL)	№	Z(G)	№	Z(S)	№	Z(HL)	№	Z(GOST)
9	+0,58	9	+0,80	3	2,65	9	-0,10	8	13,04
8	+0,53	5	+0,66	6	2,91	6	-0,14	4	6,89
7	+0,28	8	+0,32	4	2,96	7	-0,18	7	5,57
6	+0,20	6	0,21	7	3,00	8	-0,24	9	4,36
5	+0,17	7	0,14	8	3,10	4	-0,31	5	3,37
4	+0,10	4	0,11	5	3,12	5	-0,31	6	2,63
3	-0,24	1	-0,01	9	3,12	3	-0,54	3	2,52
2	-0,52	2	-0,31	2	3,54	2	-0,91	2	1,81,
1	-1,10	3	-0,70	1	3,57	1	-1,34	1	1,00

Аналіз результатів таблиці 9 показує, що за більшістю критеріїв (3) переваги має валковий спосіб збирання буряків - 9-а технологія. Вона і є пріоритетною для господарств України при обсягах виробництва 600-800 га.

Висновки

1. Як видно з результатів оптимізації на прикладі вітчизняних обприскувачів, які домінують перед закордонними, особливо за критерієм експлуатаційних затрат майже в два рази, тому висновок може бути досить вагомим про те, що для сільського господарства України немає потреби закуповувати імпортні машини, досить закуповувати елементну базу, а обприскувачі виготовляти на підприємствах держави.

2. Аналіз результатів значення комплексних критеріїв технологічних комплексів машин для збирання цукрових буряків показав, що за більшістю критеріїв (3) переваги має валковий спосіб збирання буряків – 9-а технологія. Вона і є пріоритетною для господарств України при обсягах виробництва 600-800 га.

3. Для вибраних технологій вибрали критерії оптимізації: 1) експлуатаційні затрати, грн./га, 2) матеріаломісткість, кг/га, 3) прямі витрати палива, кг/га, 4) затрати енергії, кВт-г/га, 5) затрати праці, люд.-г/га. 6) капіталовкладення, тис. грн., 7) прибуток, тис. грн. Розрахунки проводили за всіма критеріями, тому що значення прибутку для всіх технологій відрізняються не більше як на 3 відсотки. Показники технологічних комплексів машин для площі збирання 800 га, де 9-а технологія прийнята як контрольна, а показники решти технологій виражені в долях до контрольної.

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., Jasinskas 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., Ohiienko 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. 18. 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. *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.

26. *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.

27. *Romaniuk W., Zheliezna T., Drahniev S., Bashtovyi A., Sobczuk H., Marczuk A., Titova L., Rogovskii I., Borek K. Prospects* for production and consumption of second generation biofuels in Ukraine. Agricultural Engineering (wir.ptir.org). Krakow. Poland. 2018. Vol. 22. №4. P. 71-79. https://doi.org/0.1515/agriceng-2018-0038.

28. *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.

29. *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.

30. *Zagurskiy O., Titova L.* Problems and prospects of blockchain technology usage in supply chain. Journal of Automation and Information Sciences. 2019. Vol. 51. Issue 11. P. 63-74.

31. *Voinalovych O., Aniskevych L., Motrich M., Titova L.* Rationale of acceptable risk of using tractors with operational damages of responsible parts. Engineering for Rural Development. 2020. Vol. 19. P. 784-792.

32. *Titova L. L., Chernik Yu. M., Gumenyuk Yu. O., Korobko M. M.* Research of Daubechies Wavelet spectrum of vibroacoustic signals for diagnostic of diesel engines of combine harvesters. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2020. Vol. 548. Issue 3. 032030.

33. *Titova L. L.* Simulation models of agricultural processes. TEKA. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering. Lublin-Rzeszow. 2018. Vol. 18. No 3. P. 39-47.

34. *Тітова Л. Л., Надточій О. В.* Перспективні джерела струму мобільної сільськогосподарської техніки. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. 2019. Вип. 10. № 1. С. 83-90.

35. *Войналович О. В., Гнатюк О. А., Поліщук О. Г., Тітова Л. Л.* Ймовірнісний метод аналізу ступеню небезпеки експлуатації тракторів на засадах даних дефектоскопії деталей. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. 2019. Вип. 10. № 1. С. 121-126.

36. *Тітова Л. Л., Надточій О. В.* Оптимізація навантаження збиральних ланок залежно від терміну експлуатації. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. 2019. Вип. 10. № 2. С. 97-102.

37. *Тітова Л. Л., Надточій О. В.* Аналітична модель визначення коефіцієнта відновлення ресурсу агрегатів машин для лісотехнічних робіт. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. 2019. Вип. 10. № 2. С. 135-140.

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. *Astashev 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). Algorithmicly 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. 18(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). Metodological performance of technological operations of restoration of working capacity of agricultural mashines 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., 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.

26. *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.

27. Romaniuk W., Zheliezna T., Drahniev S., Bashtovyi A., Sobczuk H., Marczuk A., Titova L., Rogovskii I., Borek K. (2018). Prospects for production and *consumption* of second generation biofuels in Ukraine. Agricultural Engineering (wir.ptir.org). Krakow. Poland. 22(4). 71-79. https://doi.org/0.1515/agriceng-2018-0038.

28. *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.

29. *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.

30. *Zagurskiy O., Titova L.* (2019). Problems and prospects of blockchain technology usage in supply chain. Journal of Automation and Information Sciences. 51(11). 63-74.

31. *Voinalovych O., Aniskevych L., Motrich M., Titova L.* (2020). Rationale of acceptable risk of using tractors with operational damages of responsible parts. Engineering for Rural Development. 19. 784-792.

32. *Titova L. L., Chernik Yu. M., Gumenyuk Yu. O., Korobko M. M.* (2020). Research of Daubechies Wavelet spectrum of vibroacoustic signals for diagnostic of diesel engines of combine harvesters. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 548. 032030.

33. *Titova L. L.* (2018). Simulation models of agricultural processes. TEKA. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering. Lublin-Rzeszow. 18(3). 39-47.

34. *Titova L. L., Nadtochiy O. V.* (2019). Promising power sources for mobile agricultural machinery. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. 10(1). 83-90.

35. *Voinalovich O. V., Hnatiuk O. A., Polischuk O. G., Titova L. L.* (2019). Probabilistic method of analysis of the degree of danger of operation of tractors on the basis of data of defectoscopy of details. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. 10(1). 121-126.

36. *Titova L. L., Nadtochiy O. V.* (2019). Optimization of loading of loading links depending on service life. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. 10(2). 97-102.

37. *Titova L. L., Nadtochiy O. V.* (2019). Analytical model for determining the resource recovery factor of machine units for forestry works. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. 10(2). 135-140.

МЕТОДОЛОГИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ КОМПЛЕКСА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

Л. Л. Титова, И. М. Ничай

Аннотация. В статье приведен анализ современных научных достижений по многокритериальной оптимизации технических решений и существующих нормативных документов и определены комплексные критерии оценки сельскохозяйственной машины; оценки их эффективности во взаимосвязи с актуальными целями и задачами, предназначенными для использования в государственных руководящих учреждениях, производственных предприятиях, научных учреждениях, конструкторских организациях при обосновании и определении лучших технологий и машин для производства, при обосновании направлений создания новых и совершенствования существующих технологий и машин, при обосновании приобретение зарубежной техники. Такой подход заставляет при решении любой научно-технической задачи по созданию нового продукта рассматривать этот продукт не только на этапе научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ или постановки на производство, но и в течение всего возможного периода дальнейшего существования этого продукта, то есть в течение всего жизненного цикла продукта.

Данные методологические положения распространяются на сельскохозяйственное производство - технологии производства продукции, технологические комплексы машин, машины и машинно-тракторные агрегаты, используют в растениеводстве и производства сельскохозяйственной продукции.

Ключевые слова: методология, технический уровень, комплекс машин, сельскохозяйственная машина.

Ключевые слова: методология, коэффициент готовности, эффективность, сельскохозяйственная машина.

METHODOLOGICAL PROVISIONS OF TECHNICAL LEVEL OF USE OF COMPLEX OF AGRICULTURAL MACHINES

L. L. Titova, I. M. Nichai

Abstract. The article presents an analysis of modern scientific achievements in multi-criteria optimization of technical solutions and existing regulations and identifies comprehensive criteria for evaluating the agricultural machinery; evaluation of their effectiveness in relation to the current goals and objectives for use in government agencies, manufacturing enterprises, research institutions, design organizations in the justification and determination of the best technologies and machines for production, in justifying the creation of new and improvement of existing technologies cars, when justifying the purchase of foreign equipment. This approach forces to solve any scientific and technical problem to create a new product to consider this product not only at the stage of research and development or production, but also during the entire possible period of further existence of this product, ie throughout product life cycle.

These methodological provisions apply to agricultural production – production technologies, technological complexes of machines, machines and machine-tractor units used in crop production and agricultural production.

Key words: methodology, technical level, complex of machines, agricultural machine.

Л. Л. Тітова ORCID 0000-0001-7313-1253.
І. М. Ничай ORCID 0000-0003-3720-5061.

Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020, Vol. 11, No 3, 163-171
ISSN 2663-1334 (print), ISSN 2663-1342 (online), www.journals.nubip.edu.ua/index.php/Tekhnica

http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.03.163

УДК 621.434: 330.34

АДАПТИВНІСТЬ НАДІЙНОСТІ ВИСІВНОГО АПАРАТА З ДОЗАТОРОМ НАПРАВЛЕНОЇ ДІЇ ЯК НАПРЯМОК РЕСУРСОЗБЕРЕЖЕННЯ

П. С. Попик

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція автора: pspopyk@gmail.com.

Історія статті: отримано – квітень 2020, акцептовано – серпень 2020.
Бібл. 24, рис. 13, табл. 0.

Анотація. В статті проаналізовано застосування новітніх технологій точного висіву на прикладі використання висівного апарату з дозатором направленої дії. Для цього було проаналізовано такий параметр в сільськогосподарському виробництві як витрати посівного матеріалу, що впливає на його результативність.

Об'єктом дослідження є висівний апарат з дозатором направленої дії, інноваційне конструктивне рішення якого дозволить покращити сільськогосподарське виробництво на основі ресурсозбереження.

В результаті використання нового конструктивного рішення дозатора, підвищена точність виконання технологічного процесу формування регулярного однозернового потоку. Встановлено зв'язок між відстанню від насінини до комірки і силою її присмоктування. Отримано рівняння динаміки руху насінини і часу експозиції насінини з коміркою. Проведено аналіз зусиль, що діють на насінину при переміщенні їх дозатором направленої дії.

Обґрунтовано раціональні фази роботи висівного апарату з дозатором направленої дії і визначені параметри його роботи.

Ключові слова: ресурсозбереження, пневмомеханічний висівний апарат, дозатор направленої дії, насінина, пропуск, двійник, комірка, точний висів.

Постановка проблеми

В нових умовах господарювання відчутно посилюється дефіцит сировини, тому ощадливе використання ресурсів повинно стати основним джерелом задоволення зростаючих потреб господарського комплексу в сировині, матеріалах, паливі й енергії, що слід розглядати як основну передумову підвищення ефективності й подальшого розвитку виробництва [1-7].

З ускладненням виробничих процесів і збільшення вартості використовуваних у процесі виробництва ресурсів, актуалізується питання стимулювання ощадного використання. Специфічні умови функціонування галузей АПК певним чином обмежують динаміку, обсяги ресурсних потоків, організацію та регулювання. Активізувати ці потоки можливо за рахунок ресурсозбереження на всіх стадіях виробничого процесу в аграрному секторі на основі побудови ресурсозберігаючих логістичних систем, що можна розглядати як перспективний напрям наукових досліджень [8-14].

Основними напрямками вдосконалення технологій в землеробстві визначено: застосування раціональних схем розміщення рослин, щоб найефективніше використовувати земельну площу і техніку; зменшення кількості агротехнічних прийомів на основі їх поєднання в комбінованих агрегатах (сівба і внесення добрив); потокове виконання операцій в межах окремих технологічних операцій (збирання врожаю зернових, очищення полів від соломи, дискування і т.д.); застосування нових технологій у техніці та процесах, зокрема технології точного висіву [15-21].

Аналіз останніх досліджень

Для аналізу технічних засобів направлених на підвищення точності висіву розглянуто існуючі способи та агровимоги до високоякісного висіву насіння просапних культур [22]. Проаналізовано конструкції та особливості будови висівних апаратів призначених для формування регулярного однозернового висіву насіння з метою створення апарата, який відповідав би сучасним вимогам до точності висіву. Особлива увага приділена апаратам, які в своїх конструкціях включають елементи універсальності при захваті насінин різної форми.

В останні роки для посіву все більше використовуються сівалки точного висіву, які відповідають вищесказаним вимогам і дозволяють впроваджувати інтенсивні та ресурсозберігаючі технології при вирощуванні сільськогосподарських культур. Перехід від швидкості посіву 5–9 км/год до 18 км/год із збереженням якості висіву є результатом плідної багаторічної роботи багатьох вчених [22].

Для розкриття максимального потенціалу культури необхідно застосовувати сівалку, яка б виконувала рівномірний розподіл насіння по всій площі з підвищеною продуктивністю без втрат точності та якості висіву [23]. Пневмомеханічні апарати, робота над якими була розпочата в 30-ті роки минулого століття, задовільно справляються з висівом некаліброваного насіння і насіння, яке має шорстку поверхню. До переваг пневмомеханічних апаратів слід віднести також їх високу універсальність, достатню простоту конструкції і надійність в роботі.

Вагомий науковий вклад в розвиток посівної техніки внесений авторами, що розглядали ймовірності та закономірності посіву в роботі [24].

Однак проблема появи пропусків і двійників в рядку та нерівномірності в інтервалах залишається на сьогодні ще не повністю вирішеною і потребує проведення ряду додаткових досліджень.

Зважаючи на це, в обох напрямах вдосконалення техніки та обґрунтування ресурсозберігаючих параметрів існують невирішені частини, які автор досліджує в даній статті.

Мета досліджень

Метою даного дослідження є обґрунтування параметрів застосування новітніх технологій точного висіву на прикладі використання висівного апарата з дозатором направленої дії.

Результати досліджень

Основою сівалки точного висіву є висівний апарат, який повинен забезпечити безперебійний, однозерновий потік насіння в борозну при різних умовах використання.

В сівалках використовують наступні висівні апарати: котушкові, котушково-штифтові, котушково-дискові, коміркова-дискові, коміркова-барабанні з горизонтальною віссю обертання, відцентрові, дисково-пальчикові, дисково-ложкові, пневмомеханічні, пневмомеханічні з централізованим дозуванням.

За типом висівного апарата сівалки точного висіву бувають пневмомеханічними (насіння відбирається завдяки створенню вакууму або надлишкового тиску) і механічними (висівна насінина орієнтується в комірку за розмірами).

В свою чергу пневмомеханічні висівні апарати поділяють на вакуумні та надлишкового тиску (рис. 1).

Принципово важливим конструктивним елементом сівалки точного висіву є висівний апарат (рис. 2: 1 – вакуумпровід; 2 – вакуумна камера; 3 – насіннєва камера; 4 – корпус; 5 – висівний диск), що складається з корпусу 4, в який входить вакуумна камера 2 та насіннєва камера 3, в якій обертається висівний диск 5. Висівний диск розділяє ці камери. Вентилятором створюється розрідження, яке по вакуумпроводах 1 подається до апарата і забезпечує присмоктування насіння до висівного диска. Скидачі можуть використовуватись різної конструкції, і саме вони коригують можливі подвійні прилипання насінин. Відібране з маси насіння скидається з диска у сошник. Правильне місце відсікання вакууму є передумовою необхідної точності укладання насіння і при підвищеній швидкості сівби.



Рис. 1. Універсальна вакуумна сівалка пунктирного (точного) висіву СТВ-12.

Fig. 1. Universal vacuum seeder of dotted (exact) seeding STV-12.

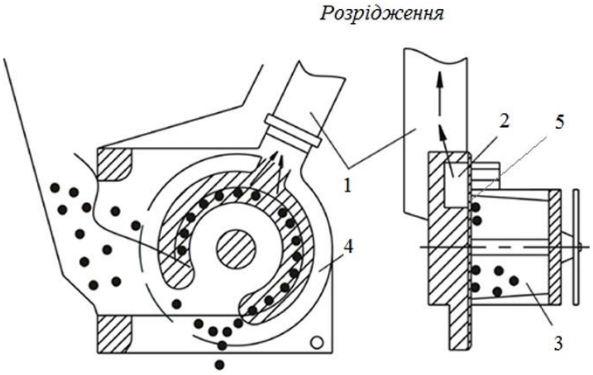


Рис. 2. Принципова схема роботи пневмомеханічного висівного апарата вакуумного типу.

Fig. 2. Schematic diagram of the pneumomechanical seeding apparatus of vacuum type.

Посів пневмомеханічними сівалками швидко стає одним із самих ефективних за рахунок високої продуктивності і універсальності використання, як при традиційному, так і при нульовому обробітку ґрунту (no-till).

Цей метод забезпечує високу продуктивність і точність технологічного процесу висіву технічних культур (кукурудза, соняшник, соя, сорго тощо).

Точність висіву має велике значення для отримання максимальної врожайності.

Ідеальною є ситуація, коли всі рослини розташовані на однаковій відстані одна від одної, тим самим створюються однотипні умови для реалізації поживного потенціалу кожної рослини.

Інколи дві рослини розташовані дуже близько одна від одної. Утворюється так званий «двійник»: відстань між двома рослинами становить менше 50 % від середнього інтервалу. Дві рослини в двійнику будуть конкурувати одна з одною, що призведе до зниження врожаю.

В іншому випадку, можливий великий розрив між двома рослинами. Спостерігається пропуск: відстань між двома рослинами становить більше 150 % від середнього інтервалу. Отже, залишається незайнятий ґрунт.

Відмови в роботі пневмомеханічних висівних апаратів представлено на рис. 3.

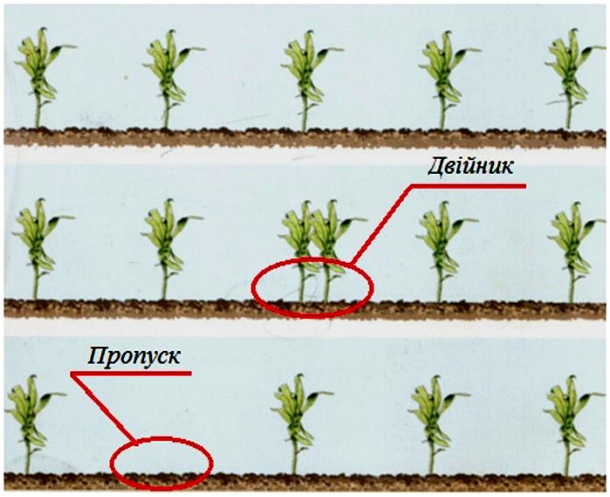


Рис. 3. Характерні відмови в роботі пневмомеханічного висівного апарата.
Fig. 3. Characteristic failures of the pneumomechanical seeding machine.

Такі не оптимізовані посіви призводять до суттєвого зниження врожайності.

Загальна тенденція розробок сівалок точного висіву вказує на поступовий перехід від механічних апаратів до пневмомеханічних, хоча останні мають певні недоліки.

Широке розповсюдження на Україні та за кордоном отримали пневмомеханічні (вакуумні та надлишкового тиску) апарати з вертикальними плоскими висівними дисками. Із закордонних фірм, що випускають сівалки точного висіву широке використання знайшли: AMAZONE (Німеччина), KINZE (США), Monosem (Франція), Gaspardo (Італія), John Deere (США), BOURGAULT (Канада) та інші. Аналіз конструкцій різних апаратів і показників роботи дав можливість відібрати найбільш раціональну схему апарата, що підлягає експериментально-теоретичному дослідженню, намітити задачі дослідницьких робіт.

Гіпотеза розробки висівного апарата з дозатором направленої дії полягає в створенні пневмомеханічного апарата з коміркою, що змінює своє положення для кращої своєї орієнтації відносно дозуючих насінин. Ідея розробки такого апарата полягає в підвищенні точності висіву.

Схеми силової взаємодії насінини з присмоктуючою коміркою серійного дослідного висівного диска пневмомеханічного висівного апарата (3D модель) представлено на рис. 4 і рис. 5.

Важливим при дослідженнях процесу захвату насіння є встановлення закономірності зміни присмоктуючої сили від відстані до комірки $F = f(l_k)$.

Для спрощення математичного моделювання процесу і подальших викладок насінина представляється у вигляді сфери радіуса ρ, що відповідає формі насінин гороху, сої та гранульованого висівного матеріалу. Правомірно також прийняти, що присмоктуюча сила, переважно, діє на крайню ближчу насінину (рис. 7).

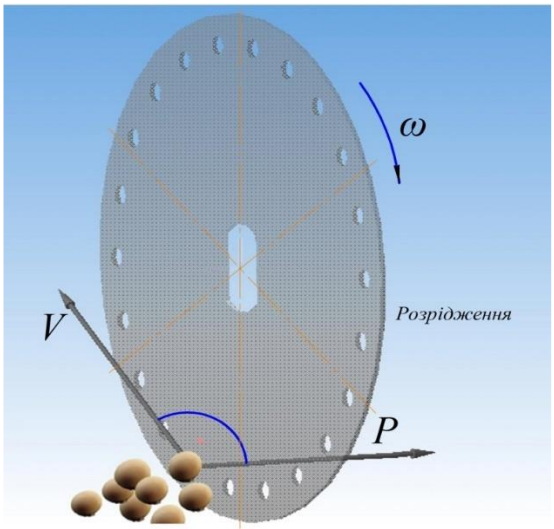


Рис. 4. Ортогональне розташування векторів.
Fig. 4. Orthogonal arrangement of vectors.

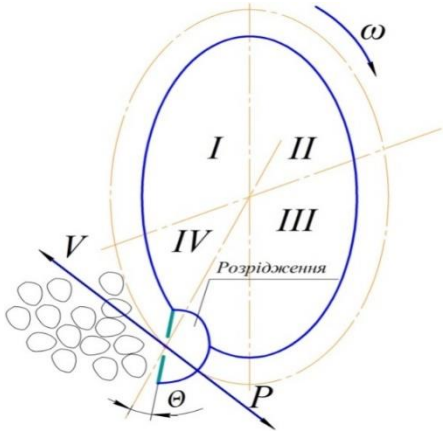


Рис. 5. Колінеарне розташування векторів.
Fig. 5. Collinear arrangement of vectors.

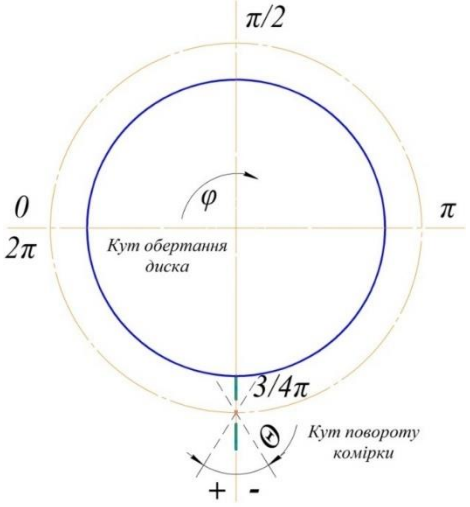


Рис. 6. Координатні осі і напрямки кутів дослідного диска.
Fig. 6. Coordinate axes and directions of the angles of the experimental disk.

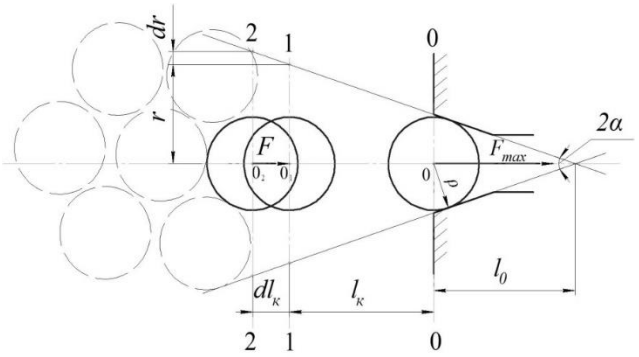


Рис. 7. Схема взаємодії комірки з насіниною.
Fig. 7. The scheme of interaction of a cell with seeds.

При прийнятих формах присмоктуючих комірок на відносно невеликих відстанях між насіниною і коміркою присмоктуючий потік повітря формується близьким до конічного, і розширюється по мірі віддалення від вершини. Таким чином, площа основи конуса збільшується зі збільшенням відстані l_k, а розрідження в ній при незмінній F_{max} поступово зменшується.

В положенні 2-2, що відображує збільшення площі конуса при елементарному приросту відстані $dl_к$, площа представляється сумою

$$S_{2-2} = \pi\left[r^2 + 2r \cdot dr + (dr)^2\right]\cdot$$

Тоді сила, що діє на насінину в перетині конуса 2-2 згідно (1) дорівнює

$$F = \frac{F_{\max}}{\pi r^2 + 2\pi r \cdot dr}\pi\rho^2$$

Після інтегрування і алгебраїчних спрощень запишемо

$$F = \frac{F_{\max}}{r^2}\rho^2 + C$$

де C - постійна інтегрування, яка знаходиться з початкових умов:

Підставляючи значення в кінцевому вигляді для сили присмоктування маємо:

$$F = \frac{F_{\max}}{\left(l_к + \frac{\rho}{\sin\alpha}\right)^2 tg^2\alpha}\rho^2 + F_{\max}(1-\frac{1}{2}\cos^2\alpha)$$

При $l_к = 0$, $F = F_{\max}$.

При $l_k \to \infty$; $F = F_{\max}(1-\frac{1}{2}\cos^2\alpha)$.

Якщо насінина вже захоплена коміркою і переміщується разом з дозуючим диском, то на неї діють наступні сили: сила присмоктування F, сила тяжіння G та відцентрова сила R (рис. 8).

Для аналізу умов утримання необхідної для висіву однієї насінини і скидання можливих зайвих, що ведуть до утворювання двійників, проаналізовано вплив всіх вказаних сил. Умовою утримання насінин в площині комірки є рівність або перевага сили тертя T над сумою інших складових сил, що діють по дотичній площадки комірки τ-τ.

$$T \geq \Sigma_{(\tau-\tau)}. \qquad (1)$$

Правомірно припустити, що для насінини близької по формі до тіла обертання більш ймовірним при переміщенні по поверхні площини комірки буде перекочування. Тоді для сили тертя кочення запишемо:

$$T \geq \Sigma_{(n-n)}\cdot\lambda\cdot 1/\rho. \qquad (2)$$

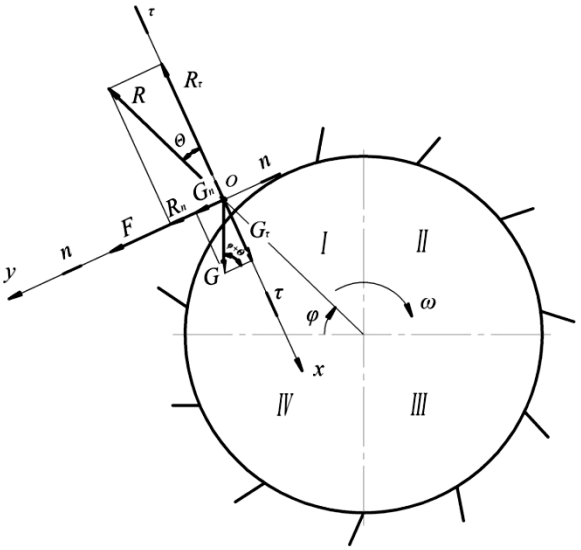


Рис. 8. Схема сил та їх проекції, що діють на насінину в процесі переміщення дозуючого елемента.
Fig. 8. Scheme of forces and their projections acting on the seed in the process of moving the dosing element.

Сили, що прикладені по нормалі дорівнюють:

$\Sigma_{(n-n)} = F + R_n + G_n$; $R_n = R \cdot \sin\theta$; $G_n = G\cdot\cos(\varphi + \theta)$,

де θ – кут орієнтації комірки; φ – кут повороту висівного диска.

Права сторона умови (1) є сумою складових сил, що прикладені по дотичній до поверхні комірки, тобто по самій поверхні:

$$\Sigma_{(\tau-\tau)} = \overline{R_\tau} + \overline{G_\tau}$$

де $R_\tau = -R\cdot\cos\theta$; $G_\tau = G\cdot\sin(\varphi + \theta)$.

Після відповідних підстановок і алгебраїчних перетворень присмоктуюча сила з (10) визначається наступним чином:

$$F \geq \rho/\lambda\,[-R\cdot\cos\theta + G\cdot\sin(\varphi + \theta)] - R\cdot\sin\theta - G\cdot\cos(\varphi + \theta). \qquad (3)$$

Змінним параметром в отриманій умові (3) є кут обертання φ, який періодично змінює своє значення за повний поворот диска. Управляючим параметром, що може впливати на утримання насінини є присмоктуюча сила F, яка діє тільки на єдину основну насінину, що захоплена коміркою. Всі інші повинні бути скинуті, як зайві при формуванні регулярного однозернового потоку.

Величина сили F гарантує утримання насінини у всіх фазах переміщення дозуючим диском. Те як змінюється присмоктуюча сила в залежності від положення насінини при коловому русі показано на рис. 9. З рис. 9 видно, що максимум сили, як і весь її розподіл, може зміщуватися в більшу або меншу сторону за рахунок кута орієнтації площини комірки θ.

Таким чином кут орієнтації θ може бути використано як регулюючий параметр при виборі раціонального положення зони скидання зайвих насінин.

Важливим етапом функціонування висівного апарату, що суттєво впливає на якість посіву, є

своєчасне позбавлення від зайвих насінин, які обумовлюють непотрібний висів двійників.

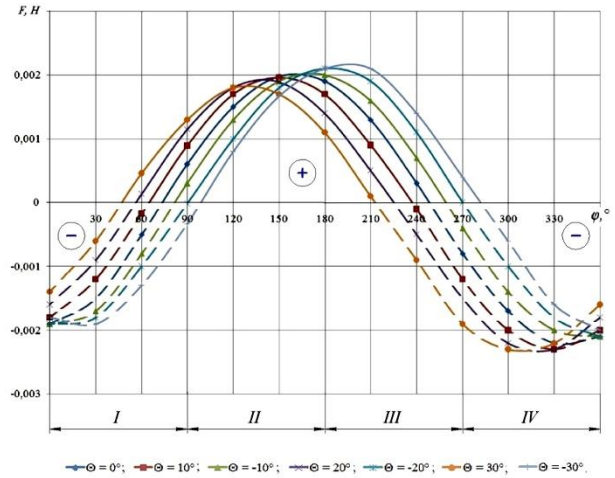


Рис. 9. Залежність присмоктуючої сили F від кута повороту дозатора φ при різних положеннях площадки комірки θ: ρ=2,5 мм, λ=0,85 мм, r=110 мм, m=0,2 г, ω=3,63 $с^{-1}$.

Fig. 9. The dependence of the suction force F on the angle of rotation of the dispenser φ at different positions of the cell site θ: ρ=2,5 mm, λ=0,85 mm, r=110 mm, m=0,2 g, ω=3,63 s^{-1}.

Якщо для насінини, захопленої коміркою, важливим є утримання до моменту скидання в насіннєпровід, то для зайвих насінин навпаки, повинна виконуватися умова їх скидання з площини комірки.

$$T < \Sigma_{(\tau\text{-}\tau)}. \qquad (4)$$

Однак слід відмітити, що на зайву насінину практично не діє сила присмоктування і нею можна знехтувати. Важливим є те, щоб для скидання зайвих насінин переміщення відбувалося в напрямку від центру обертання диска. Виходячи з приведеного і того, що $G = mg$, а $R = m\omega^2 r$ і підставляючи значення в (4) після перетворень і спрощень визначено граничну кутову швидкість:

$$\omega_{гр} = \sqrt{\frac{g\left[\frac{\lambda}{\rho}\cdot\cos(\varphi+\Theta)+\sin(\varphi+\Theta)\right]}{r(\cos\Theta-\frac{\lambda}{\rho}\cdot\sin\Theta)}}. \qquad (5)$$

Таким чином необхідною умовою скидання є $\omega > \omega_{гр}$.

Графіки залежності $\omega_{гр}=f(\varphi)$ представлені на рис. 10.

Згідно проведених вище досліджень, при формуванні регулярного потоку насіння найбільш ефективно відповідають положення присмоктуючої комірки, які визначаються кутом орієнтації θ.

При управлінні технологічними процесами в рослинництві повинні вирішуватися такі завдання:

1. ефективне використання всіх сільськогосподарських угідь для одержання високих і стабільних урожаїв;
2. постійне підвищення родючості ґрунтів;
3. раціональне використання землі з урахуванням вимог охорони навколишнього природного середовища і ґрунту.

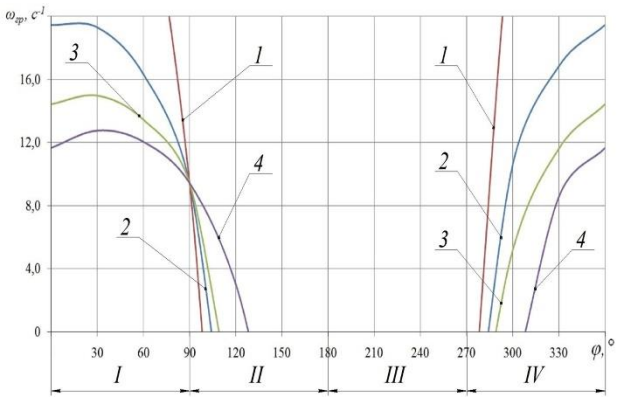


Рис. 10. Вплив кута повороту φ на граничну швидкість скидання зайвих насінин $\omega_{гр}$ при різних кутах орієнтації присмоктуючої комірки θ: 1. θ = 10°; 2. θ = 0°; 3. θ = - 10°; 4. θ = - 20°.

Fig. 10. Influence of the angle of rotation φ on the maximum rate of discharge of excess seeds ω_{gr} at different angles of orientation of the suction cell θ: 1. θ = 10°; 2. θ = 0°; 3. θ = - 10°; 4. θ = - 20°.

Для прогресивного насичення сільськогосподарського виробництва системами машин і технологій, разом з удосконаленням організації виробництва, ефективнішим використанням всіх видів виробничих ресурсів, у т. ч. землі та праці, необхідно застосовувати нові технічні рішення. Крім того, принциповим конструктивним недоліком пневмомеханічних висівних апаратів є необхідність ущільнення без якого можливе засмоктування пилу з абразивними частинками. При поступовому накопиченні абразиву в апараті, інтенсивно зношуються елементи конструкції, що призводить до втрат точності висіву і в кінцевому результаті відмови апарата.

Розглянувши і проаналізувавши конструкції та особливості сучасних висівних апаратів, очевидним є, що найбільш придатним та перспективним для удосконалень являється висівний апарат вакуумного типу сівалки СТВТ-12/8М виробництва ПАТ «Тодак» (Україна).

Особливістю висівного апарата є наявність ротора, що рухається в тому ж напрямку і з тією ж швидкістю, як і весь посівний агрегат. Таким чином, насіння потрапляє у ґрунт з лопаті ротора практично при нульовій відносно землі швидкості. Завдяки цьому запобігається інерційне скочування насіння по насіннєвому ложе вздовж рядка.

Саме тому, сівалка СТВТ-12/8М з пневмомеханічними висівними апаратами, може працювати навіть на підвищених швидкостях до 9 км/год без втрат якості і точності висіву.

Проведення експериментальних польових досліджень висівної секції обладнаної дозатором направленої дії потребує деяких її доопрацювань.

Доопрацювання передбачають лише введення в конструкцію висівного апарата сівалки СТВТ-12/8М дозатора з направленим вектором дії. Для цього достатньо замінити серійний висівний диск з периферійними комірками (рис. 11) у вигляді отворів необхідного діаметра і форми, на дозатор з активними коміркаами направленої дії (рис. 13). Заміна серійного

висівного диска на експериментальний не потребує значних змін конструкції висівного апарата.



Рис. 11. Серійний висівний диск.
Fig. 11. Serial seeding disc.

Дозатор направленої дії по своїм основним геометричним розмірам аналогічний серійному і встановлюється замість його на лопатевому роторі, що розміщений у корпусі вакуумної камери (рис. 12).



Рис. 12. Висівний диск з активними комірками направленої дії.
Fig. 12. Sowing disk with active cells of the directed action.

Поворотна комірка має осьове та радіальне свердлення, які утворюють Г-подібний канал, в якому присутнє розрідження, що створює присмоктуючу силу. Початок радіального свердлення має конічної форми заглиблення, яке утворює комірку. Фіксується поворотна комірка на диску за допомогою штопорного кільця. Присмоктуюча комірка за рахунок підпружиненого важеля копіює робочу поверхню нерухомого копіра.

В профіль копіра закладені раціональні значення кута орієнтації комірки θ незалежно від зміни кута повороту висівного диска φ для всіх фаз роботи пневмомеханічного висівного апарата. Важливе практичне значення має правильна орієнтація комірки, що необхідна для надійного захвату насінини, транспортування, можливості скидання зайвих насінин відцентровою силою та скидання основної насінини у сошник.

Таким чином, фази роботи дозатора з направленим вектором дії присмоктуючої сили залишаються як в серійному, де відключення вакууму здійснюється в необхідний момент часу для направлення насінини в сошник.

На рис. 13 представлено висівні апарати сівалки СТВТ-12/8М з серійним дозатором насіння та дослідним з активними комірками направленої дії.



Рис. 13. Порівняльні дослідження точності дозування насіння серійного і дослідного апарата сівалки СТВТ-12/8М.
Fig. 13. Comparative studies of seed dosing accuracy of serial and experimental apparatus of STVT-12/8M seeder.

Запропонована конструкція висівного апарата з дозатором направленої дії захищена двома патентами України. Ускладнення конструкції дозуючого елемента компенсується його універсальністю при використанні для висіву насіння різних культур та фракцій.

Висновки

1. Перспективним для подальшого збільшення точності висіву та ресурсозбереження при сівбі просапних культур є впровадження в технологію сільськогосподарського виробництва пневмомеханічного висівного апарата з дозатором направленої дії.

2. В результаті досліджень встановлено, що присмоктуюча сила досягає максимуму в інтервалі кутів повороту дозатора $\varphi=140^{o}...200^{o}$. При чому, максимум сили як і весь її розподіл може зміщуватися в більшу або меншу сторону за рахунок кута орієнтації площини комірки θ. Величина цієї сили гарантує утримання насінини у всіх фазах переміщення її дозатором.

3. Скидання зайвих насінин доцільно виконувати в другій четверті руху дозатора при кутах його повороту $92^{o} \le \varphi \le 110^{o}$. При цьому раціональне значення кута орієнтації комірки складає $\theta = -10^{o}$, а достатня гранична кутова швидкість дорівнює $\omega_{гр}=1,3\ c^{-1}$.

Список літератури

1. *Попик П. С.* Определение условий сброса лишних семян пневмомеханическим высевным аппаратом с периферийным торцевым расположением присасывающих ячеек. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Lublin-Rzeszow. 2015. Vol. 17. No 3. P. 316-321.

2. *Свірень М.* Методика оцінки якісних показників роботи висівних систем точного землеробства. Техніка і технології АПК. 2012. № 8. С. 35-39.

3. *Попик П. С.* Пневмомеханічний висівний апарат з дозатором направленої дії. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. 2018. Вип. 282. С. 244-248.

4. *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.

5. *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.

6. *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.

7. *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.

8. *Zagurskiy O., Ohiienko 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.

9. *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.

10. *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.

11. *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.

12. *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.

13. *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.

14. *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.

15. *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.

16. *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. 18. No 3. P. 179-184.

17. *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.

18. *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.

19. *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.

20. *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.

21. *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.

22. *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.

23. *Rogovskii Ivan.* Graph-modeling when the response and recovery of agricultural machinery. MOTROL. Lublin. 2016. Vol. 18. No 3. P. 155–164.

24. *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.

References

1. *Popyk P. S.* (2015). Determination of the conditions for dumping excess seeds by a pneumatic-mechanical sowing device with a peripheral end location of suction cells. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Lublin-Rzeszow. 17(3). 316-321.

2. *Sviren M.* (2012). Methods for assessing the quality of sowing systems of precision farming. Machinery and technologies of APC. 8. 35-39.

3. *Popyk P. S.* (2018). Pneumomechanical sowing machine with directional metering unit. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 282. 244-248.

4. *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.

5. *Yata V.K., Tiwari B.C., Ahmad, I.* (2018). Nanoscience in food and agriculture: research, industries and patents. Environmental Chemistry Letters. 16. 79-84.

6. *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.

7. *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.

8. *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.

9. *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.

10. *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.

11. *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.

12. *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.

13. *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.

14. *Rogovskii I. L.* (2020). Algorithmicly 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.

15. *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.

16. *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. 18(3). 179-184.

17. *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.

18. *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.

19. *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.

20. *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.

21. *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.

22. *Rogovskii I. L.* (2015). Metodological performance of technological operations of restoration of working capacity of agricultural mashines 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.

23. *Rogovskii Ivan.* (2016). Graph-modeling when the response and recovery of agricultural machinery. MOTROL. Lublin. 18(3). 155-164.

24. *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.

АДАПТИВНОСТЬ НАДЕЖНОСТИ ВЫСЕВАЮЩИХ АППАРАТОВ С ДОЗАТОРОМ НАПРАВЛЕННОГО ДЕЙСТВИЯ КАК НАПРАВЛЕНИЕ РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЯ

П. С. Попик

Аннотация. В статье проанализированы применения новейших технологий точного высева на примере использования посевного аппарата с дозатором направленного действия. Для этого были проанализированы такой параметр в сельскохозяйственном производстве как расходы посевного материала, влияет на его результативность.

Объектом исследования является высевающий аппарат с дозатором направленного действия, инновационное конструктивное решение которого позволит улучшить сельскохозяйственное производство на основе ресурсосбережения.

В результате использования нового конструктивного решения дозатора, повышенная точность выполнения технологического процесса формирования регулярного однозернового потока. Установлена связь между расстоянием от семени к ячейке и силой ее присасывания. Получены уравнения динамики движения семена и времени экспозиции семена с ячейкой. Проведен анализ усилий, действующих на семя при перемещении их дозатором направленного действия.

Обоснованно рациональные фазы работы высевающего аппарата с дозатором направленного действия и определенные параметры его работы.

Ключевые слова: ресурсосбережение, пневмомеханический высевающий аппарат, дозатор направленного действия, семя, пропуск, двойник, ячейка, точный высев.

ADAPTABILITY OF RELIABILITY OF SEEDING DEVICE WITH DISPENSER OF DIRECTED ACTION AS DIRECTION OF RESOURCE SAVING

P. S. Popyk

Abstract. The article analyzes the application of the latest technologies of precision seeding on the example of the use of a seeding machine with a directional metering unit. To do this, we analyzed such a parameter in agricultural production as the cost of sowing material, which affects its effectiveness.

The object of the study is a sowing machine with a directional dispenser, an innovative design solution which will improve agricultural production on the basis of resource conservation.

As a result of using a new design solution of the dispenser, the accuracy of the technological process of forming a regular single-grain flow is increased. The connection between the distance from the seed to the cell and the force of its suction is established. The equation of dynamics of movement of seeds and time of exposure of seeds with a cell is received. The analysis of the forces acting on the seeds when moving them by the dispenser of the directed action is carried out.

Rational phases of work of the sowing device with the batcher of the directed action are substantiated and parameters of its work are defined.

Key words: resource saving, pneumomechanical sowing machine, dispenser of the directed action, seed, pass, double, cell, exact sowing.

П. С. Попик ORCID 0000-0002-1320-3603.

Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020, Vol. 11, No 3, 173-179
ISSN 2663-1334 (print), ISSN 2663-1342 (online), www.journals.nubip.edu.ua/index.php/Tekhnica

http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.03.173

УДК 331.45

JUSTIFICATION OF RISK-BASED APPROACH OF OPERATION OF MOBILE AGRICULTURAL EQUIPMENT ON EXAMPLE OF DETAILS OF SEPARATE UNITS OF TRACTORS

O. V. Voynalovich, S. M. Holopura

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

Speciality of article: 133 – industry engineering.

Corresponding authors: voynalov@bigmir.net.

Article history: Received – April 2020, Accepted – August 2020.
Bibl. 15, fig. 5, tabl. 0.

Abstract. It is shown that in order to justify the extension of the service life of the machine beyond the resource set by the developers, it is necessary to focus on the allowable risks of accidents that can lead to accidents. After all, today for mobile agricultural machinery, the operation of which is associated with high-risk work, the concept of acceptable (acceptable) risk is not used, which does not allow to assess the danger of being on fields, farms and roads without machinery, with exhaustion of installed resources.

The purpose of researches is to justify the permissible risk of exploitation of mobile agricultural machinery, in array of details and elements of constructions which have accumulated defects (damage).

This paper analyzes the kinetics of accumulation of operational defects in the array of parts of individual components (systems) of tractors. MTZ-80 tractors (82) were chosen as the object of research, as one of the most common in Ukraine. To detect cracks, a developed eddy current flaw detector was used, the sensitivity of which allowed to find cracks several millimeters or larger in length without preparing the surface of the controlled parts.

It is shown that the kinetic dependences of the accumulation of operational defects in the parts of tractor units in the analyzed range of service life are monotonically increasing, which can be described by exponential functions with a sufficiently high reliability. It is noted that the obtained dependences are similar to the kinetic dependences of the accumulation of static and dynamic (fatigue) damage obtained as a result of laboratory tests of samples of construction materials, which allows to use approaches to the criteria of the limit state of laboratory samples due to the power load to establish the boundary life of mobile agricultural machinery.

However, the kinetics of the intensity of the occurrence of operational cracks in the array of tractor parts is not monotonous and has a maximum in the range of about 11-13 years of operation. This service life can be used as a criterion to stop the operation of the tractor, to carry out defectoscopy of parts and to replace defective parts. With such a long service life of the tractor, there is the greatest probability of sudden destruction of the tractor components and the creation of emergencies.

Key words: technical condition diagnostics, operational defects, risk of exploitation, mobile agricultural equipment, accidents.

Introduction

According to the current regulations on Occupational safety and Health [1-3], the employer must monitor and assess the technical condition of production equipment (machines, mechanisms, high-risk equipment), ensuring their safe operation. In particular, it is necessary to adhere to the assigned service life (resource) of machines (mechanisms) of increased danger, in case of which they are decommissioned, conduct an expert examination to decide on the establishment of a new service life with or without repair.

Formulation of problem

It is important not only to establish the degree of efficiency of the machine (mechanism), but also to determine the magnitude of the risk of its operation for the operator or other employees, which should not exceed an acceptable level. Currently, acceptable levels of risk are generally established for industries and subsectors of the economy on the basis of statistics on occupational injuries, as well as for large high-risk facilities for nuclear energy, chemical and metallurgical industries [4-6]. For mobile agricultural machinery, the operation of which also belongs to high-hazard works, the concept of permissible (acceptable) risk is not applied, which does not allow to assess the danger of being on the fields, farms and roads of machinery without safety equipment, with exhaustion of the installed resource.

Analysis of recent research results

Currently, the issue of assessment and management of production risks in various sectors of the economy of

Ukraine is given considerable attention [3, 4]. These issues were and remain the main ones at conferences, seminars and round tables, where there were issues of improving Occupational safety and Health [5, 6].

Among Occupational safety and Health professionals (scientists, managers of large enterprises with foreign capital, etc.) it is already generally accepted that the recommended measures to prevent occupational injuries and occupational diseases should be based on a risk-based approach.

Extremely important issues of reducing production risks to the level of "zero injury" for exporting companies, because the quality management system, which is crucial for the prospects of promoting the product to consumers in Europe and America, must include an integral part of the production risk management system [2].

However, in many industries, including the agro-industrial complex, the development and implementation of a system of production risk management is in its infancy, and employers consider them too complex and costly [7]. This can be largely explained by the high degree of formalization of basic documents on risk management, both international and domestic.

Trying to cover all types of economic activity in the country and translate international documents as close as possible to the original text, the developers of risk management strategy highlight and enhance the concepts such as "enterprise policy", "process approach", "goals", "analysis and improvement", etc. are abstract for many business leaders.

Also in many aspects, the risk assessment procedure remains unclear for contractors, where it is proposed to determine the significance of existing hazards, predict the severity of losses from possible accidents and incidents, adjust accident prevention plans without clear criteria for individual stages [8].

Risk assessment in the workplace, if this procedure is not carried out formally, involves the involvement of managers of all levels of the management vertical and employees of the enterprise [9].

They also need to explain the interaction of all actors in the production risk management system, the validity of each of the elements, that is to make the production risk management system a clear and effective tool for preventing occupational injuries and diseases [10].

To initiate work on risk management by order of the Director, a working and expert group on risk management is created, which includes leading specialists with high qualifications, experience in building and managing a quality management system and able to perform work on developing a management system and continuous risk control [11].

In this aspect, it is important to illustrate the training of employees on the implementation of the production risk management system - that is, along with the dry text of legal documents, employees should use flowcharts, comparative tables, formalized figures, which will highlight and clearly describe the basic and auxiliary concepts, to present the general course of executive operations, to systematize documents, etc [12-15].

Purpose of research

To substantiate and present in the form of block diagrams the main procedures for assessing and managing production risks to increase the level of perception by employees (students, listeners) of the principles of risk-oriented approach in Occupational safety and Health.

Research results

In accordance with the principles set out in Annex D of the British Standard BS 8800, the procedure for assessing industrial risks can be presented as block diagram (Fig. 1). The block diagram shows the main stages of the procedure for assessing production risks and proposes as a final result to develop a plan of appropriate occupational safety measures with its necessary adjustment in case of changes in the parameters of the production environment and conditions of work.

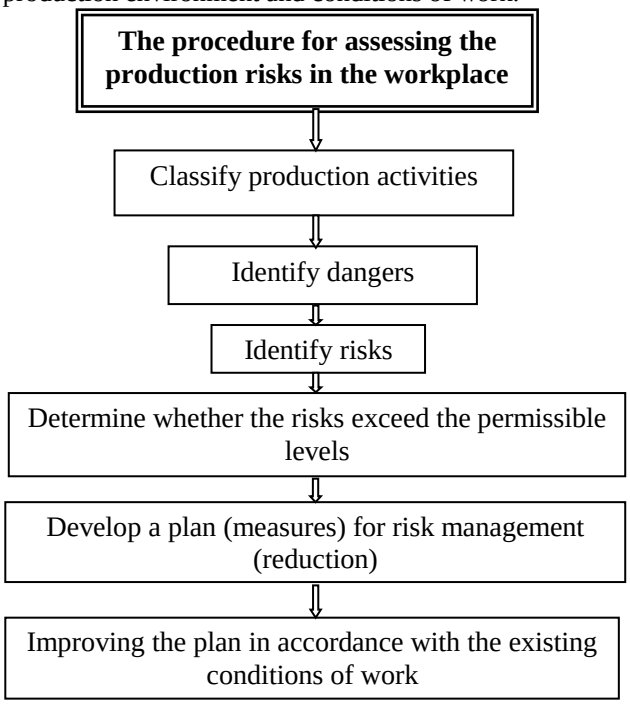


Fig. 1. The procedure for assessing industrial risks in the workplace.

The same algorithm can be represented visually in a slightly modified form (Fig.2).

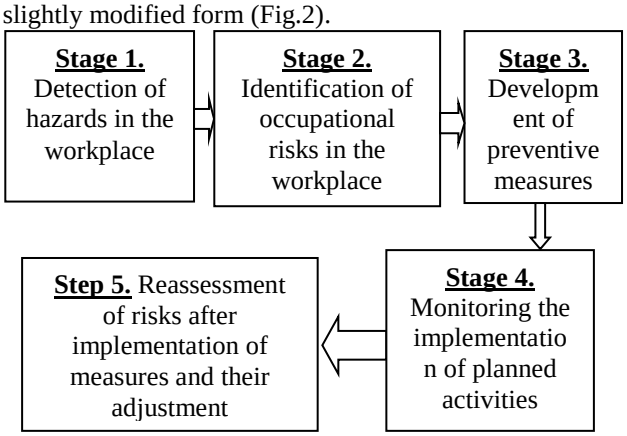


Fig. 2. Algorithm for assessing industrial risks in the workplace.

Indicative is the block diagram in fig. 3, which presents two different approaches to the implementation of the enterprise risk assessment and management system.

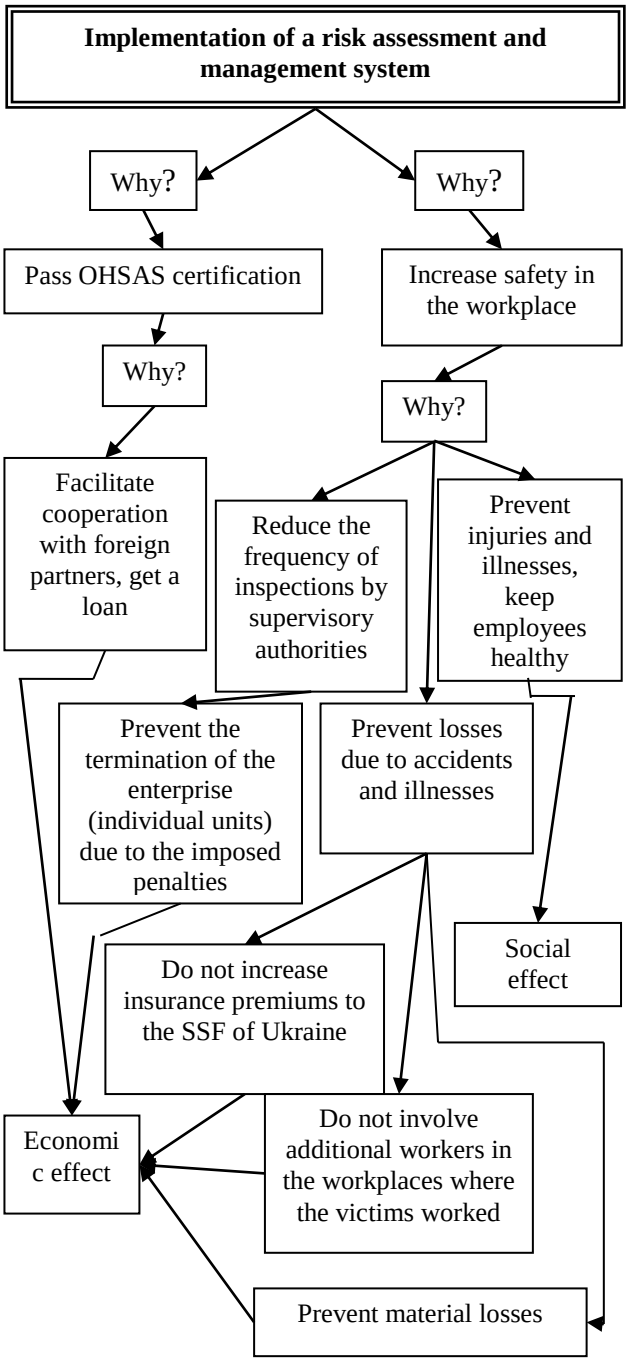


Fig. 3. Socio-economic orientation of measures within the system of risk assessment and risk management of the enterprise.

In the block diagram of fig. 4 shows the directions (reliability of equipment and Occupational safety and Health) of the modern methodology of analysis of the system "machine - man - environment", based on the same probabilistic models for assessing the risk of failure or the risk of accidents [12]. Therefore, to assess the risk of accidents, it is necessary to use developed methodologies of the theory of reliability, based on statistics of machine or equipment failures, in particular obtained by defectoscopic control methods, which is especially relevant for forecasting the technical condition of long-term units.

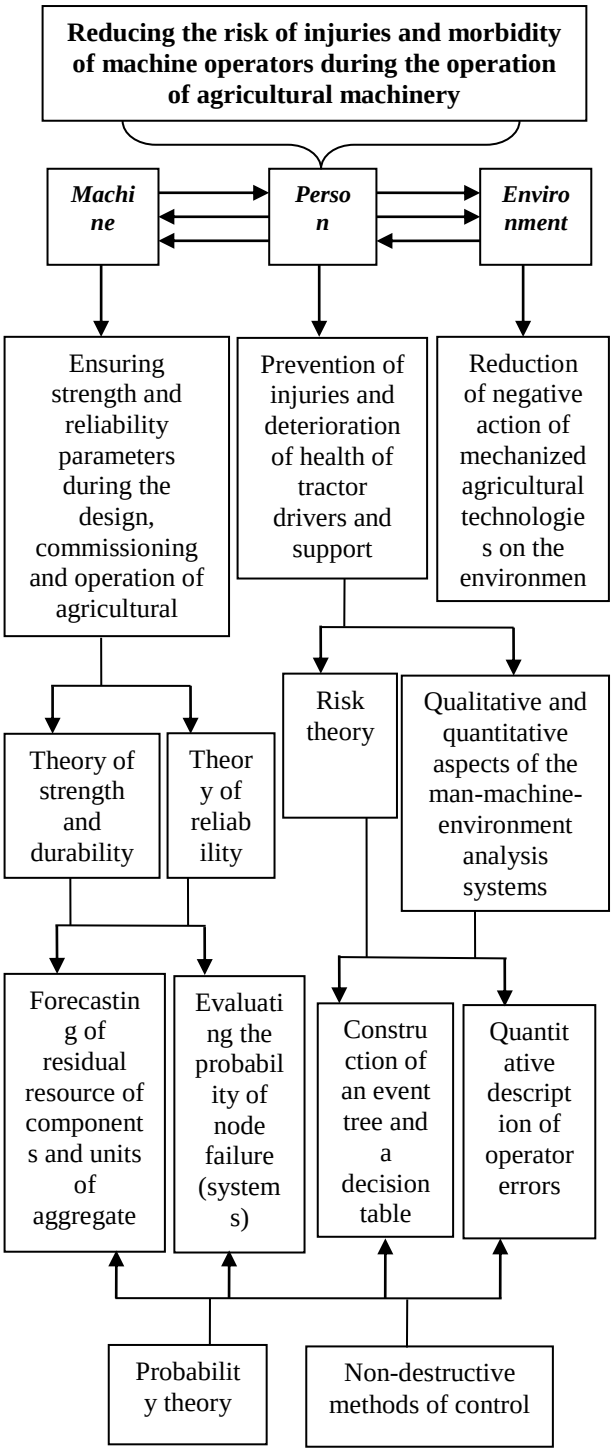


Fig. 4. Methodology for reducing the risk of injuries and occupational diseases of machine operators during the exploitation of mobile agricultural machinery.

Repair shops and maintenance departments of agricultural enterprises, inspections of state technical supervision over the condition of tractors and other agricultural machines must be equipped with such flaw detectors. Based on the results of the inspection, it is necessary to compile and constantly update the database of places of potential defects in the details of the units of

agricultural units. Separate correctly formed databases can be generalized, which will allow to quickly assess the risk of further operation of mobile agricultural machinery after detection of cracks of critical or subcritical length.

The given examples of block diagrams allow to reveal the basic directions of stages of the process approach in an estimation of industrial risks.

The procedure for assessing the degree of serviceability of mobile agricultural machinery is presented in fig. 5. Such procedures must be performed in stage 1 (Fig. 2), identifying hazards in the workplace.

Managers of agricultural enterprises must organize proper control over the technical condition of mobile agricultural units. In particular, this applies to units that have been in operation for a long time [13].

To control the defects of parts and structural elements of agricultural units (to detect visible damage, dents and cracks) are now mostly used visual inspection.

Instrumental control is to determine with a ruler or caliper changes in configuration and size (magnitude of the surface, curvature, twist, beating, warping, non-perpendicularity and other violations of the mutual arrangement of axes and surfaces) parts. At the same time, in the practice of maintenance and repair of agricultural machinery it is important to introduce modern defectoscopic devices that allow to find hidden defects (cracks, sinks, unboiled places, etc.), which can cause sudden equipment failures and emergencies that lead to accidents.

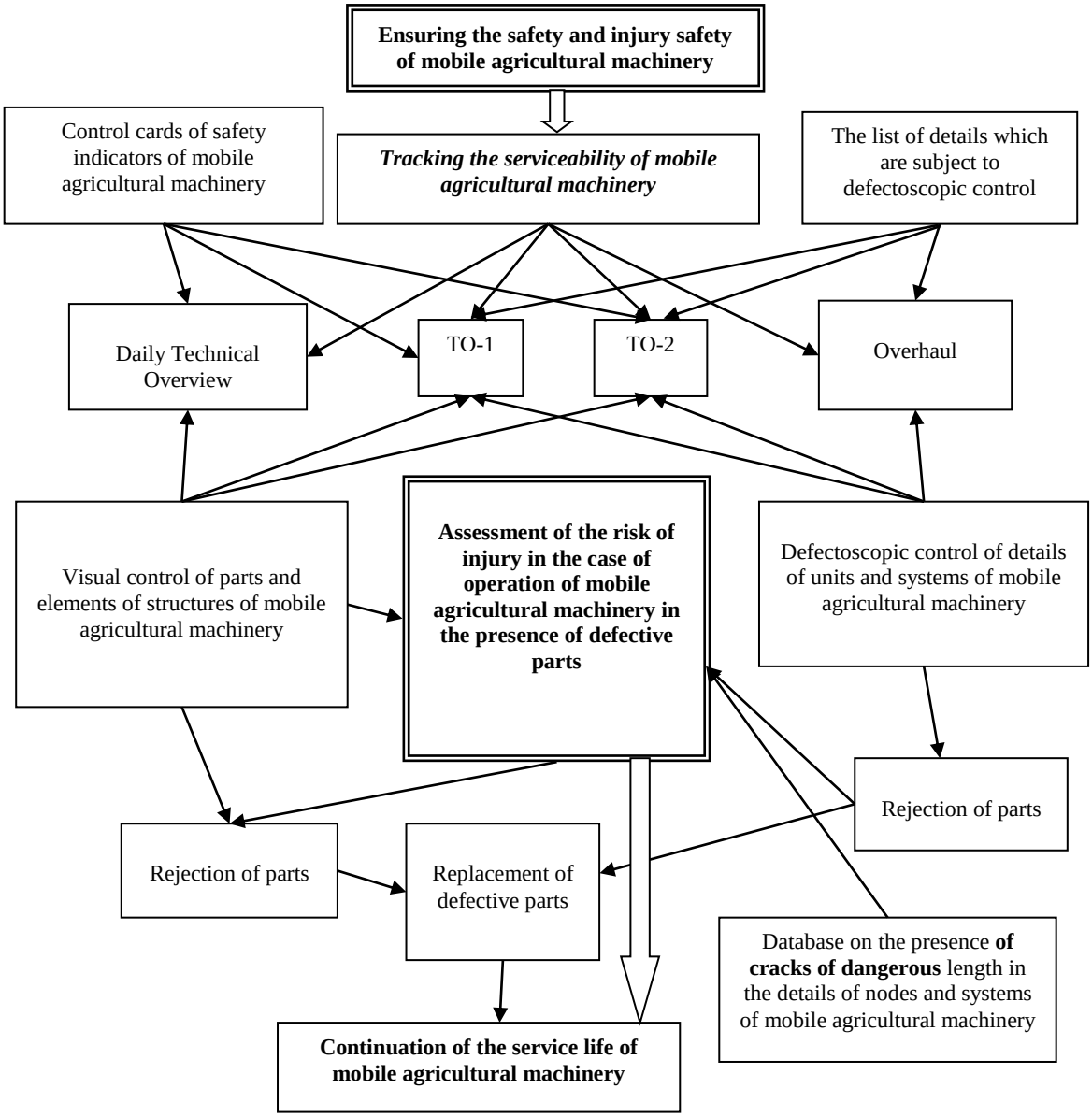


Fig. 5. Algorithm for assessing the serviceability of mobile agricultural machinery

The study of the principles of the system of assessment and management of industrial risks at the enterprise is aimed not only at acquainting employees with the practical aspects of risk-oriented approach, but also at mastering a high level of knowledge and skills in occupational safety. All employees of the enterprise must ensure compliance with occupational safety and health standards, guided by current regulations on Occupational safety and Health, being able to develop and implement

them taking into account the existing hazards and residual risks in the workplace.

Conclusions

1. One of the conditions for the effectiveness and efficiency of risk management in the enterprise is the establishment and maintenance of an appropriate system of implementation, control and evaluation of this process. The function of organizing the risk management process, providing it with the necessary resources, including qualified personnel, systematic monitoring and evaluation of risk management activities is the responsibility of senior management. The risk management process is integrated into the overall system of interacting processes of the agricultural enterprise.

2. Block diagrams of basic procedures for assessing and managing production risks allow increase the level of perception by employees (students, listeners) of the principles of risk-oriented approach in Occupational safety and Health.

References

1. Safety and health requirements when using production equipment by employees. (2017). Ministry of Social Policy of Ukraine, 28.12.2017. № 2072.

2. *Avramenko N. L., Berezovetsky A. P., Gorodetsky I. M., Timochko V. O.* (2009). Security of labor relations in the conditions of reforming the economy of Ukraine: col. Monograph, for science. ed. Assoc. V.I. Fedorchuk-Moroz. Ukraine, Lutsk: IVV Lutsk NTU, 192.

3. *Lysiuk M. O.* (2018). Management of risk safety of labor on different levels. Problems of labor protection in Ukraine: Collection of scientific works. Kyiv: NNDIP-BOP. Issue 34, 95-105.

4. *Khalil V. V., Gliva V. A.* (2016). Audit of safety risks in the workplace. Technological audit and production reserves. 2/3 (28). 12-17.

5. *Moskvina E. A., Izvekov Yu A., Gugina E. M., Shemetova V. V.* (2019). Model analysis of damage characteristics of complex technical systems of a metallurgical enterprise. Modern science-intensive technologies. № 3-2, 217-221.

6. *Tymochko V. O., Gorodetsky I. M., Berezovetsky A. P.* (2018). Risk assessment during work on metalworking machines of the turning group. Bulletin of Lviv National Agrarian University: agroengineering research, № 22, 22-29.

7. *Gorodetsky I. M., Mazur I. B., Gorodetskaya N. G., Berezovetsky A. P.* (2017). The influence of circumstances on the formation of dangerous situations of agricultural production]. Bulletin of Lviv National Agrarian University: agro-engineering research, № 21, 162-166.

8. *Polyansky O. S., Voynalovych O.V., Motrich M. M.* (2018). Estimation of danger of operation of agricultural units according to data of defectoscopy of details. Bulletin of the Petro Vasylenko Kharkiv National Technical University of Agriculture, 190, 185-192.

9. *Voinalovych O., Hnatiuk O., Rogovskii I., Pokutnii O.* (2019). Probability of traumatic situations in mechanized processes in agriculture using mathematical apparatus of Markov chain method. Engineering for rural development. 18. 563-269.

10. *Makhutov N. A.* (2017). Security and risks: system research and development. Novosibirsk: Science, 2017. 724.

11. *Denisenko A. M., Grinchenko G. S., Burdeyna V. M., Lys Yu. S.* (2019). Methods of risk management for the quality management system in the manufacture of medical devices. Control, navigation and communication systems. 3 (55), 25-30.

12. *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.

13. *Novitsky A. V.* (2015). A study of the dynamics of changes in the reliability of a complex system "Man - Machine". Collection of scientific works "SWorld". Vol. 6. Issue. 1 (38), 2015. 74-78.

14. *Rogovskii Ivan*. (2016). Graph-modeling when the response and recovery of agricultural machinery. MOTROL. Lublin. 18(3). 155-164.

15. *Polyansky O. S., Kirienko M. M., Zadorozhnya V. V., Pereverzeva L. M.* (2019). Innovative developments in the agricultural sphere. Youth and technical progress in APV. (April 4, 2019). Kharkiv: KhNTUSG, 2. 274.

Список літератури

1. Вимоги безпеки та захисту здоров'я під час використання виробничого обладнання працівниками. Затверджені наказом Міністерства соціальної політики України від 28.12.2017 р. № 2072.

2. *Авраменко Н. Л., Березовецький А. П., Городецький І. М., Тимочко В. О.* Безпека трудових відносин в умовах реформування економіки України: кол. монографія / за наук. ред. доц. В. І. Федорчук-Мороз. Луцьк: ІВВ Луцького НТУ, 2019. 192 с.

3. *Lysiuk M. O.* Management of risk safety of labor on different levels. Проблеми охорони праці в Україні: Збірник наукових праць. Київ: ДУ «ННДІПБОП». 2018. Вип. 34. С. 95-105.

4. *Халіль В. В., Глива В. А.* Аудит ризиків безпеки на робочому місці. Технологический аудит и резервы производства. 2016. Вип. 2/3(28). С. 12-17.

5. *Москвина Е. А., Извеков Ю. А., Гугина Е. М., Шеметова В. В.* Модельный анализ характеристик ущерба сложных технических систем металлургического предприятия. Современные наукоемкие технологии. 2019. № 3-2. С. 217-221.

6. *Тимочко В. О., Городецький І. М., Березовецький А. П.* Оцінка ризику під час роботи на металообробних верстатах токарної групи. Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження. 2018. № 22. С. 22-29

7. *Городецький І. М., Мазур І. Б., Городецька Н. Г., Березовецький А. П.* Вплив обставин на формування небезпечних ситуацій аграрного виробництв

ва. Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження. 2017. № 21. С. 162-166.

8. *Полянський О. С., Войналович О. В., Мотрич М. М.* Оцінення небезпеки експлуатації сільськогосподарських агрегатів за даними дефектоскопії деталей. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. 2018. Вип. 190. С. 185-192.

9. *Voinalovych O., Hnatiuk O., Rogovskii I., Pokutnii O.* Probability of traumatic situations in mechanized processes in agriculture using mathematical apparatus of Markov chain method. Engineering for rural development. 2019. Vol. 18. P. 563-269.

10. *Махутов Н. А.* Безопасность и риски: системные исследования и разработки. Новосибирск: Наука. 2017. 724 с.

11. *Денисенко А. М., Грінченко Г. С., Бурдейна В. М., Лис Ю. С.* Методика управління ризиками для системи управління якістю при виготовленні виробів медичного призначення. Системи управління, навігації та зв'язку. 2019. Вип. 3(55). С. 25-30.

12. *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.

13. *Новицкий А В.* Исследование динамики изменения показателей надежности сложной системы «Человек – Машина». Сборник научных трудов «SWorld».2015. Т. 6. Вып. 1 (38). С. 74-78.

14. *Rogovskii Ivan.* Graph-modeling when the response and recovery of agricultural machinery. MOTROL. Lublin. 2016. Vol. 18. No 3. P. 155-164.

15. *Полянський О. С., Кірієнко М. М., Задорожня В. В., Переверзєва Л. М.* Інноваційні розробки в аграрній сфері. Молодь і технічний прогрес в АПВ (4 квіт. 2019 р.). Харків : ХНТУСГ, 2019. Т. 2. С. 274.

ОБҐРУНТУВАННЯ РИЗИК-ОРІЄНТОВАНОГО ПІДХОДУ ЕКСПЛУАТАЦІЇ МОБІЛЬНОЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ, НА ПРИКЛАДІ ДЕТАЛЕЙ ОКРЕМИХ ВУЗЛІВ ТРАКТОРІВ

О. В. Войналович, С. М. Голопура

Анотація. Показано, що для обґрунтування продовження термінів експлуатації машини поза встановлений розробниками ресурс необхідно орієнтуватися на допустимі ризики щодо настання аварійних ситуацій, які можуть призвести до нещасних випадків. Адже нині для мобільної сільськогосподарської техніки, експлуатація якої належить до робіт підвищеної небезпеки, поняття допустимого (прийнятного) ризику не застосовують, що не дозволяє оцінити небезпеку перебування на полях, фермах і дорогах машин без технічних засобів безпеки, з вичерпанням встановленого ресурсу.

Мета досліджень – обґрунтувати допустимий ризик експлуатації мобільної сільськогосподарської техніки, у масиві деталей та елементів конструкцій якої накопичилися дефекти (пошкодження).

У даній роботі проаналізовано кінетику накопичення експлуатаційних дефектів у масиві деталей окремих вузлів (систем) тракторів. Як об’єкт досліджено було вибрано трактори МТЗ-80(82), як одні з найбільш поширених в Україні. Для виявлення тріщин використано розроблений вихорострумовий дефектоскоп, чутливість якого дозволяла знаходити тріщини довжиною кілька міліметрів та більші без підготовки поверхні контрольованих деталей.

Показано, що кінетичні залежності накопичення експлуатаційних дефектів у деталях вузлів тракторів у проаналізованому діапазоні тривалості експлуатації є монотонно збільшуваними, які можна описати експоненційними функціями з достатньо високою достовірністю. Відмічено, що отримані залежності подібні до кінетичних залежностей накопичення статичного і динамічного (втомного) пошкодження, отриманих в результаті лабораторних випробувань зразків конструкційних матеріалів, що дозволяє використати підходи щодо критеріїв граничного стану лабораторних зразків внаслідок силового навантажування для встановлення граничних термінів експлуатації мобільної сільськогосподарської техніки.

Разом з тим кінетика інтенсивності зародження експлуатаційних тріщин у масиві деталей тракторів не є монотонною і має максимум у діапазоні близько 11-13 років експлуатації. Даний термін експлуатації може бути використаний як критерій для припинення експлуатації трактора, проведення дефектоскопії деталей та заміни дефектних деталей. За такої тривалості експлуатації трактора існує найбільша ймовірність раптового зруйнування вузлів трактора та створення аварійних ситуацій.

Ключові слова: діагностування технічного стану, експлуатаційні дефекти, ризик експлуатації, мобільна сільськогосподарська техніка, нещасні випадки.

ОБОСНОВАНИЕ РИСК-ОРИЕНТИРОВАННОГО ПОДХОДА ЭКСПЛУАТАЦИИ МОБИЛЬНОЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ НА ПРИМЕРЕ ДЕТАЛЕЙ ОТДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ ТРАКТОРОВ

А. В. Войналович, С. Н. Голопура

Аннотация. Показано, что для обоснования продления сроков эксплуатации машины вне установленный разработчиками ресурсы необходимо ориентировать на допустимые риски наступления аварийных ситуаций, которые могут привести к несчастным случаям. Ведь сейчас для мобильной сельскохозяйственной техники, эксплуатация которой относится к работам повышенной опасности, понятие допустимого (приемлемого) риска не применяют, он не позволяет оценить опасность пребывания на полях, фермах и дорогах машин без технических средств безопасности, с исчерпанием установленного ресурса.

Цель исследований – обосновать допустимый риск эксплуатации мобильной сельскохозяйственной техники, в массиве деталей и элементов конструкций у которой накопились дефекты (повреждения).

В данной работе проанализированы кинетика накопления эксплуатационных дефектов в массиве деталей отдельных узлов (систем) тракторов. В качестве

объекта исследований было выбрано трактора МТЗ-80 (82), как одни из наиболее распространенных в Украине. Для выявления трещин использовано разработан вихретоковый дефектоскоп, чувствительность которого позволяла находить трещины длиной несколько миллиметров и больше без подготовки поверхности контролируемых деталей.

Показано, что кинетические зависимости накопления эксплуатационных дефектов в деталях узлов тракторов в проанализированном диапазоне продолжительности эксплуатации является монотонно увеличивающийся, которые можно описать экспоненциальной функции с достаточно высокой достоверностью. Отмечено, что полученные зависимости подобные кинетических зависимостей накопления статического и динамического (утомительного) повреждения, полученных в результате лабораторных испытаний образцов конструкционных материалов, что позволяет использовать подходы относительно критериев предельного состояния лабораторных образцов вследствие силовой нагрузки для установления предельных сроков эксплуатации мобильной сельскохозяйственной техники.

Вместе с тем кинетика интенсивности зарождения эксплуатационных трещин в массиве деталей тракторов не является монотонной и имеет максимум в диапазоне около 11-13 лет эксплуатации. Данный срок эксплуатации может быть использован в качестве критерия для прекращения эксплуатации трактора, проведения дефектоскопии деталей и замены дефектных деталей. При такой продолжительности эксплуатации трактора существует наибольшая вероятность внезапного разрушения узлов трактора и создания аварийных ситуаций.

Ключевые слова: диагностирование технического состояния, эксплуатационные дефекты, риск эксплуатации, мобильная сельскохозяйственная техника, несчастные случаи.

О. В. Войналович ORCID 0000-0002-9321-2672.
С. М. Голопура ORCID 0000-0001-9531-5344.

Machinery & Energetics. *Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020, Vol. 11, No 3, 181-186*
ISSN 2663-1334 (print), ISSN 2663-1342 (online), www.journals.nubip.edu.ua/index.php/Tekhnica

http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.03.181

УДК 530.1

ДИСКРЕТНО-КОНТИНУАЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА АНАЛІЗ ВИМУШЕНИХ КОЛИВАНЬ (ВАЖКОГО) КАНАТУ ВАНТАЖОПІДЙОМНОГО МЕХАНІЗМУ КРАНА У ПРОЦЕСІ ЙОГО ПУСКУ

Ю. В. Човнюк, І. М. Сівак

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: sivakim@ukr.net.

Історія статті: отримано – квітень 2020, акцептовано – серпень 2020.
Бібл. 7, рис. 0, табл. 1.

Анотація. У роботі проведений аналіз вимушених коливань та хвилеутворень важких канатів вантажопідйомних механізмів кранів у процесах пуску останніх. Визначені основні параметри виникаючих при цьому хвилеутворень у канатах за різних способів підйому вантажу («з підхватом», «з ваги»). Досліджено вплив сили тяжіння на канат та виникаючі у ньому поздовжні коливання, також на виникаючі всередині нього поздовжні хвилеутворення. Канат вантажопідйомного механізму, при цьому, розглянутий, як розтяжний стрижень. Встановлені закони руху поперечних перерізів канатів, за яких мінімізовані у період пуску вантажопідйомних механізмів кранів зусилля, виникаючі у канатах. Також досліджено застосування інтегродиференціального рівняння, яке адекватно описує коливання канатної системи вантажних кранів, а також враховує частотно незалежне внутрішнє тертя у вказаних системах, котре супроводжує коливні процеси у канатах протягом перехідних реагентів їх диференціювання за різних способів підйому вантажів.

Визначені параметри встановлених гармонічних коливань канатної системи кранів для тривалого у часі підйому вантажу і врахування інерційних властивостей самого канату(значної довжини), а також величини статичного переміщення канату(для різних способів підйому вантажів).

Ключові слова: аналіз, вимушені коливання, важкі канати, вантажопідйомні механізми, крани, пуск, хвиле утворення, оптимізація, динамічні зусилля, інтегродиференціальне рівняння.

Постановка проблеми

Основні параметри виникаючих хвилеутворень у канатах за різних способів підйому вантажу, потребують дослідження та встановлення законів руху поперечних перерізів канатів, за яких мінімізовані зусилля, що виникають у канатах в період пуску вантажопідйомних механізмів кранів.

Аналіз останніх досліджень

У даній роботі використані підходи та результати досліджень авторів [1, 2, 3], які практикували застосування рівнянь математичної фізики для опису вимушених коливань. Принципи інерційних властивостей та величини статичного переміщення канату обґрунтовані у роботі [4]. Автори [5] досліджують інтегродиференціальне управління коливань групою систем з масонезалежним і внутрішнім тертям [6, 7]. Слід зазначити, що результати вказаних робіт будуть частково використанні у даному дослідженні і суттєво вдосконалені.

Мета досліджень

Мета роботи полягає у аналізі й дослідженні вимушених коливань та хвилеутворень важких канатів вантажопідйомних механізмів кранів у їх процесах пуску.

Результати досліджень

1. Припустимо, що ми маємо справу з доволі важким канатом вантажопідйомного механізму крану, який у той самий час є розтяжним стрижнем, довжина котрою у не розтягнутому стані дорівнює l. Підвисимо його за кінець x=0, а кінець x=l залишимо вільним. Під впливом сили тяжіння такий стрижень почне здійснювати поздовжні коливання, а всередині нього виникнуть поздовжні хвилеутворення. Якщо позначити через u (x, t) переміщення перерізу з абсцисою x у момент часу t, тоді диференціальне рівняння таких вимушених коливань розглядуваного стрижня буде мати вид:

$$\frac{\partial^2 u\,(x,t)}{\partial t^2} = a^2 * \frac{\partial^2 u\,(x,t)}{\partial x^2} + g\ ,\ a = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \qquad (1)$$

де: g – прискорення сили тяжіння, t – час, E – модуль пружності матеріалу стрижня/канату, ρ – щільність матеріалу.

Оскільки початкові переміщення й початкові швидкості дорівнюють нулю, тоді за фізичним змістом поставленої задачі нам треба знайти такий розв'язок рівняння (1), котрий задовольняв би граничним умовам:

$$u/_{x=0} = 0, \quad \frac{\partial u}{\partial x}\Big/_{x=e} = 0 \tag{2}$$

та початковим умовам:

$$u/_{t=0} = 0, \quad \frac{\partial u}{\partial x}\Big/_{t=0} = 0 \tag{3}$$

Використовуючи підхід роботи [1], такий розв'язок можна подати у наступній формі:

$$u(x,t) = \frac{g \cdot x \cdot (2l - x)}{2a^2} - \frac{16gl^2}{\pi^3 a^2} \cdot \sum_{k=0}^{\infty} \left\{ \frac{cos\left[\frac{(2k+1)\pi at}{2e}\right] \cdot sin\left[\frac{(2k+1)\pi x}{2e}\right]}{(2k+1)^3} \right. \tag{4}$$

За допомогою (4) можна обчислити, у яких межах буде змінюватись довжина усього стрижня. Покладено у формулі (4) $x=l$, тоді отримаємо відносне переміщення кінцевого перерізу стрижня:

$$u/_{x=e} = \frac{gl^2}{2a^2} - \frac{16gl^2}{\pi^3 \cdot a^2} \cdot \sum_{k=0}^{\infty} \frac{(-1)^k}{(2k+1)^3} \cdot cos\left\{\frac{(2k+1)\cdot \pi at}{2l}\right\} \tag{5}$$

Права частина цієї рівності досягає свою максимального значення у моменти часу t_n:

$$\frac{(2k+1)\cdot \pi at_n}{2l} = \pi + 2n\pi, n = 0,1,2 \ldots \tag{6}$$

Перший максимум реалізується при n=0:

$$\frac{(2k+1)\cdot \pi_a \cdot t_0}{2l} = \pi/_{2k+1} \quad \leftrightarrow \quad t_0 = \frac{2l}{a} \tag{7}$$

Приймаючи до уваги, що [1]:

$$\sum_{k=0}^{\infty} \frac{(-1)^k}{(2k+1)^3} = \frac{\pi^3}{32} \tag{8}$$

знайдемо найбільше переміщення кінцевого перерізу:

$$U_{max} = \frac{gl^2}{a^2} \tag{9}$$

Звідси випливає, що при розглядуваних поздовжніх коливаннях довжина стрижня змінюється у межах від l до $l + \frac{gl^2}{a^2}$. Для сталевого стрижня довжиною

$$l=10^4 м \text{ з } a^2 = E/_g = 2 \cdot 10^{11}/_{8 \cdot 10^3} = \frac{1}{4} \cdot 10^8 \text{ м}^2/_{\text{с}^2}$$

маємо: $U_{max} = \frac{a_1 \cdot 10^8 \cdot 8 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^{11}} \cong 39{,}2$ м

Вимушені коливання важкого канату під дією прикладеної сили Q (на одиницю площі), спрямованої вздовж стрижня. Підйом вантажу «з підхватом».

Такі коливання стосуються рівнянням (1) з наступними початковими та граничними умовами:

$$U(x,0)=0; \frac{\partial u(x,0)}{\partial t} = 0; U(0,t)=0; \frac{\partial u(l,t)}{\partial x} = \frac{Q}{E}; Q=\frac{mg}{S}, \tag{10}$$

де m – маса вантажу, S – площа поперечного перерізу стрижня / канату.

Будемо розшукувати розв'язок (1) при умовах (10) наступним чином [1]:

$$U(x,t)=V(x,t) + W(x,t), \tag{11}$$

де $V(x,t)$ є розв'язок цієї задачі (неоднорідного рівняння (1)), що задовольняє лише граничним умовам (10), а $W(x,t)$ – розв'язок однорідного рівняння:

$$\frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = a^2 \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \tag{12}$$

який задовольняє граничні умови:

$$W/_{x=0} = 0, \quad \frac{\partial w}{\partial x}\Big/_{x=e} = 0, \tag{13}$$

й початковим умовам:

$$W/_{t=0} = f(x) = -V/_{t=0}, \quad \frac{\partial w}{\partial t}\Big/_{t=0} = F(x) = -\frac{\partial w}{\partial t}\Big/_{t=0} \tag{14}$$

Розв'язок $V(x,t)$ можна подати у вигляді:

$$V(x,t) = A \cdot x^2 + Bx + C; \quad A=-\frac{g}{2a^2}; B=\frac{Q}{E} + \frac{g}{a^2}; C=0, \tag{15}$$

тоді задовольняються як рівняння (1), так і граничні умови (10).

Звідси випливає, що:

$$f(x) = -\{Ax^2 + Bx\}, \ F(x)=0. \tag{16}$$

Для $W(x,t)$ маємо [1]:

$$W(x,t) = \sum_{k=0}^{\infty} a_k \cdot \cos\left[\frac{(2k+1)\pi at}{2l}\right] \cdot sin\left\{\frac{(2k+1)\cdot \pi x}{2l}\right\} \tag{17}$$

де коефіцієнти a_k знаходимо зі співвідношень:

$$a_k = \frac{2}{l} \cdot \int_0^l f(x) \cdot sin\left[\frac{(2k+1)\pi x}{2l}\right] dx \tag{18}$$

Остаточно, розв'язок задачі у цьому випадку приймає вид:

$$U(x,t) = Ax^2 + Bx + C + \sum_{k=0}^{\infty} a_k \cdot cos\left[\frac{(2k+1)\pi at}{2l}\right] \cdot sin\left[\frac{(2k+1)\pi x}{2l}\right] = Ax^2 + Bx + \sum_{k=0}^{\infty} a_k \cdot cos\left[\frac{(2k+1)\pi at}{2l}\right] \cdot sin\left[\frac{(2k+1)\pi x}{2l}\right] \tag{19}$$

Вимушені коливання важкого канату під дією підвішеного вантажу вагою P. Підйом вантажу «з ваги».

Нехай до кінця $x=l$ пружного стрижня (модель канату вантажопідйомного крану), закріпленого у точці $x=0$, підвішений вантаж вагою P (масою $m=P/g$. Дослідимо поздовжні коливання стрижня, припускаючи, що на нього діє зовнішня сила $\rho \cdot g$, тобто власне вага самого канату ($P_k = \rho \cdot g \cdot S \cdot l$).

Отже, задача у цьому випадку зводиться до розв'язку рівняння (1) за граничних умов:

$$U/_{x=0} = 0, \ \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}\Big/_{x=e} = -C^2 \cdot \frac{\partial u}{\partial x}\Big/_{x=e}, \ C = \sqrt{\frac{gE \cdot S}{P}} \tag{20}$$

а також при початкових умовах:

$$U/_{t=0} = 0, \quad \frac{\partial u}{\partial t}\Big/_{t=0} = 0. \tag{21}$$

Переміщення перерізу стрижня $U(x,t)$ у даному випадку виражається сумою:

$$U(x,t) = U_1(x,t) + U_2(x,t), \tag{22}$$

де $U_1(x,t)$ є розв'язок неоднорідного рівняння (1), який задовольняє тільки граничним умовам (20), а $U_2(x,t)$ - розв'язок однорідного рівняння:

$$\frac{\partial^2 w_2}{\partial t^2} = a^2 \cdot \frac{\partial^2 u_2}{\partial x^2}, \tag{23}$$

що задовольняє граничним умовам:

$$U_2/_{x=0} = 0, \quad \frac{\partial u_2}{\partial x}\Big/_{x=l} = 0, \tag{24}$$

а також початковим умовам:

$$U_2\big/_{t=0} = \bar{f}(x) = U_1\big/_{t=0}, \qquad \frac{\partial u_2}{\partial t}\Big/_{t=0} = \bar{F}(x) = -\frac{\partial u_1}{\partial t}\Big/_{t=0} \quad (25)$$

Знайдемо розв'язок $U_1(x,t)$ у наступному вигляді:

$$U_1(x,t)=\alpha x^2+\beta x+\chi \leftrightarrow \alpha=-\frac{g}{2a^2};\quad \beta=\frac{gl}{a^2};\ \chi=0, \quad (26)$$

тому остаточно для $U_1(x,t)$ маємо:

$$U_1(x,t)=-\left(\frac{g}{2a^2}\right)\cdot x^2+\frac{gl}{a^2}x. \quad (27)$$

звідси:

$$\bar{f}(x)=\left(\frac{g}{2a^2}\right)x^2-\frac{gl}{a^2}x;\quad \bar{F}(x)=0. \quad (28)$$

Розв'язок $U_2(x,t)$має вид:

$$U_2(x,t)=\sum_{k=0}^{\infty}\bar{a}_k\cdot\left\{\frac{\cos\left[\frac{(2k+1)\pi at}{2l}\right]\cdot sin\left[\frac{(2k+1)\pi x}{2l}\right]}{1}\right\} \quad (29)$$

де $\bar{a}_k$ знаходиться зі співвідношення:

$$\bar{a}_k=\frac{2}{l}\cdot\int_0^l\bar{f}(x)\cdot\sin\left[\frac{(2k+1)\pi x}{2l}\right]dx \quad (30)$$

Остаточно, розв'язок задачі у цьому випадку приймає вид:

$$U(x,t)=\left(-\frac{g}{2a^2}\right)\cdot x^2+\frac{gl}{a^2}\cdot x+\sum_{k=0}^{\infty}\bar{a}_k\cdot cos\left[\frac{(2k+1)\pi at}{2l}\right]\cdot sin\left[\frac{(2k+1)\pi x}{2l}\right] \quad (31)$$

Вимушені коливання канату під дією системи сил, прикладених до обох його кінців ($x=0$; $x=l$). Підйом «з ваги» вантажу.

Використаємо підхід роботи [2]. Необхідно розв'язати наступну задачу. Слід знайти розв'язок рівняння (1) за наступних граничних умов:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2}\Big/_{x=l}=-C_1^2\cdot\frac{\partial u}{\partial x}\Big/_{x=l},\ C_1^2=\frac{gES}{P}; \quad (32)$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2}\Big/_{x=0}=C_2^2\cdot\frac{\partial u}{\partial x}\Big/_{x=0},\ C_2^2=\frac{gES}{P_{\text{набл.}}},$$

де $P_{набл}=P_p-P$, а P_p – рушіння зусилля приводу вантажопідйомного механізму [3], й початкових умов:

$$\frac{\partial u}{\partial t}\Big/_{t=0}=0,\quad U\big/_{t=0}=0. \quad (33)$$

Розв'язок за умов (32), (33) має наступний вид:

$$U(x,t)=\sum_{k=1}^{\infty}\left\{\frac{1}{a\lambda_k}\cdot\int_0^t f_k\cdot sin[a\cdot\lambda_k\cdot(t-\tau]d\tau\right\}X_k(x), \quad (34)$$

$$f_k=\frac{1}{\|X_k\|^2}\cdot g\cdot\int_0^l X_k(x)dx;\quad X_k(x)=\text{H}\cdot\sin(\lambda_k\cdot X)+\lambda_k\cdot\cos(\lambda_k\cdot X); \quad (35)$$

$$H=-\frac{C_2^2}{a^2\lambda_k^2};\qquad h=-\frac{C_1^2}{a^2\lambda_k^2},\quad k=1,2,3\ldots$$

де $\lambda_k>0$ є розв'язками рівняння трансцендентного типу:

$$ctg(\lambda\cdot l)=\frac{H}{(H+h)}\cdot\left(\frac{\lambda}{H}-\frac{h}{\lambda}\right), \quad (36)$$

а $\|X_k\|^2$- квадрат норми функції X_k знаходимо зі співвідношення:

$$\|X_k\|^2=\int_0^l X_k^2(x)dx,\quad k=1,2,3\ldots$$

$$\int_0^{t_s}\left\{m_1\ddot{S}_1-P_{\text{набл.}}-P\right\}^2dt\to min;$$

$$\int_0^{t_s}\left\{m_2\ddot{S}_2+P\right\}^2dt\to min. \quad (37)$$

тобто λ_k – власні числа, X_k – власні функції задачі, $\|X_k\|$- норма власної функції.

2. Оптимізація режимів руху важких канатів вантажопідйомних механізмів кранів за різних способів підйому вантажу. Дискретно-континуальні моделі.

2.1. Підйом вантажу «з ваги».

Використаємо дискретну модель роботи [3] для моделювання процесу підйому вантажу «з ваги» пружним канатом, але внесено у неї зміни. Вважатимемо канат, що використовується у вантажопідйомному механізмі крана, континуальною системою (системою з розподіленими параметрами). У результаті модель стане дискретно-континуальною (або гібридною). Зокрема, для вказаного у назві п. 2.1 способу підйому вантажу, маємо наступну систему диференціальних рівнянь:

$$m_1\cdot\ddot{S}_1-E\cdot S\cdot\frac{\partial u}{\partial x}\Big/_{x=0}=P_{\text{набл.}}+P; \quad (38)$$

$$\ddot{S}_1=\frac{d^2S_1}{dt^2};$$

$$m_2\cdot\ddot{S}_2+E\cdot S\cdot\frac{\partial u}{\partial x}\Big/_{x=l}=-P;\quad \ddot{S}_2=\frac{d^2S_2}{dt^2},$$

де S_1 й S_2 – незалежні переміщення приведеної маси механізму приводу вантажопідйомного механізму крана m_1 та вантажу $m_2=P/g$. З системи (38) легко знаходимо:

$$E\cdot S\cdot\frac{\partial u}{\partial x}\Big/_{x=0}=m_1\cdot\ddot{S}_1-P_{\text{набл.}}-P;$$

$$E\cdot S\cdot\frac{\partial u}{\partial x}\Big/_{x=l}=-P-m_2\cdot\ddot{S}_2. \quad (39)$$

Введемо позначення:

$$E\cdot S\cdot\frac{\partial u}{\partial x}\Big/_{x=0}=F_1(t);\ E\cdot S\cdot\frac{\partial u}{\partial x}\Big/_{x=l}=F_2(t); \quad (40)$$

Визначимо закони руху $S_1(t)$ й $S_2(t)$, за яких якість цих рухів задовольняє наступним критеріям:

$$\int_0^{t_s}[F_1(t)]^2dt\to min; \quad (41)$$

$$(41)\int_0^{t_s}[F_2(t)]^2dt\to min,$$

де t_s – тривалість процесу пуску вантажопідйомного механізму крана. Фізичний зміст критеріїв (41) полягає у тому, що у точках $x=0$ й $x=l$ перерізу канату мінімізовані зусилля у пружному елементі. Враховуючи (39) критерії якості руху системи (41) приймають вид:

Необхідною умовою реалізації критеріїв (42) є диференціальне рівняння Ейлера-Пуассона:

$$S_1^{(IV)}=0;\qquad S_2^{(IV)}=0. \quad (43)$$

Рівняння (43) слід розв'язати при наступних граничних (початкових/кінцевих) умовах підйому вантажу «з ваги»:

$$S_1\big/_{t=0}=0;\quad \dot{S}_1\big/_{t=0}=0;\quad \dot{S}_1\big/_{t=ts}=V;$$

$$\ddot{S}_1\big/_{t=ts}=0;\quad S_2\big/_{t=0}=\Delta S=\frac{P\cdot l}{S\cdot E};\quad \dot{S}_2\big/_{t=0}=0;$$

$$\dot{S}_2\big/_{t=ts}=V;\ \ddot{S}_2\big/_{t=ts}=0, \quad (44)$$

де V- номінальна швидкість підйому вантажу.

У результаті отримуємо оптимальні (у сенсі критеріїв (42) закони руху $S_1(t)$ й $S_2(t)$:

$$S_1(t)=\frac{V}{t_s}\cdot t^2-\frac{V}{3t_s^2}\cdot t^3;\ S_2(t)=\Delta S+\frac{V}{3t_s^2}\cdot t^3. \quad (45)$$

Визначимо закон розповсюдження у канаті вантажопідйомного механізму крана $u(x,t)$ хвиле утворень/коливань за законів руху його кінців ($x=0$ та

x=l*)* типу (45) при підйому вантажу «з ваги». Для цього слід знайти розв'язки рівняння (1) при наступних початкових і кінцевих/граничних умовах:

$$U/_{t=0}=0;\quad U/_{t=0}=0;\quad U/_{x=0}=S_1(t);\quad U/_{x=l}=S_2(t). \tag{46}$$

Використовуючи підхід роботи [1], матимемо наступний розв'язок:

$$u(x,t)=V(x,t)+W(x,t);\quad W(x,t)=S_1(t)+[S_2(t)-S_1(t)]\cdot\frac{x}{l};$$

$$V(x,t)=\sum_{k=1}^{\infty}\left\{\frac{1}{a\cdot\lambda_k}\cdot\int_0^t f_k(\tau)\cdot sin[a\cdot\lambda_k\cdot(t-\tau]d\tau+\varphi_k\cdot\ cos[a\cdot\lambda_k\cdot t]\right\}X_k(x); \tag{47}$$

$$\varphi_k=\frac{1}{\|X_k(x)\|}\cdot\int_0^l\left\{-\frac{P\cdot X}{S\cdot E}\right\}\cdot X_k(x)dx;\ f_k(t)=\frac{1}{\|X_k(x)\|}\cdot\int_0^l\left\{g-\frac{2V}{t_s}+\frac{2V\cdot t}{t_s^2}\right\}\cdot X_k(x)dx;$$

$$X_k(x)=sin\left(\frac{\pi\cdot k\cdot x}{l}\right);\quad k=1,2,3\ldots;\ \|x_k\|^2=l/2;\ \lambda_k=\frac{\pi^2\cdot k^2}{l^2}$$

2.2. Підйом вантажу «з підхватом».

У режимі підйому вантажу «з підхватом» рівняння для визначення законів руху $S_1(t)$ й $S_2(t)$ залишаються таким ж, як і у попередньому випадку (підйом вантажу «з ваги»), тобто це рівняння типу (43). Проте випадку підйому вантажу «з підхватом» початкові умови руху змінюються і набувають наступного виду:

$$S_1/_{t=0}=0;\quad \dot{S}_1/_{t=0}=V_0;\quad \dot{S}_1/_{t=ts}=V;$$
$$\ddot{S}_1/_{t=ts}=0;\quad S_2/_{t=0}=0;\quad \dot{S}_2/_{t=0}=V_0;$$
$$\dot{S}_2/_{t=ts}=V;\ \ddot{S}_2/_{t=ts}=0, \tag{48}$$

де V_0 – початкова швидкість підйому вантажу ($V_0<V$) (Якщо при підйомі вантажу «з ваги» канат перед початком руху вже має деформацію розтягу від статичного навантаження - ΔS, а швидкість системи дорівнює при цьому нулю, то при підйомі вантажу «з підхватом» у початковий момент деформація канату дорівнює нулю (оскільки вага вантажу сприймається основною), але приведена маса привода у процесі прибирання слабини канату швидкість V_0, близьку до номінальної V (підйому вантажу), $V_0<V$). Тому, з урахуванням умов (48) для $S_1(t)$ й $S_2(t)$ маємо:

$$S_1(t)=S_2(t)=V_0\cdot t+\frac{(V-V_0)}{t_s}\cdot t^2-\frac{(V-V_0)}{3t_3^2}\cdot t^3 \tag{49}$$

Остаточно, використовуючи підхід роботи [1], для $u(x,t)$ маємо наступний розв'язок:

$$U(x,t)=\bar{V}(x,t)+\bar{W}(x,t);\quad \bar{W}(x,t)=S_1(t);$$
$$\bar{V}(x,t)=\sum_{k=1}^{\infty}\left\{\frac{1}{a\cdot\lambda_k}\cdot\int_0^t\bar{f}_k(\tau)\cdot sin[a\cdot\lambda_k\cdot(t-\tau]d\tau\right\}X_k(x);$$
$$\bar{f}_k(t)=\frac{1}{\|X_k(x)\|}\cdot\int_0^l\left\{g-\frac{2(V-V_0)}{t_s}+\frac{2(V-V_0)\cdot t}{t_s^2}\right\}\cdot X_k(x)dx \tag{50}$$

Маса канату m обчислюється за формулою:

$$m=\beta\times S\times l \tag{51}$$

де β - щільність матеріалу(канату).

Рівняння коливань для випадку, коли:

$$Q(t)=m\ddot{y}(t)+(Q_0)^{-}+\times\sin wt\ Q_0{}^{(s)}+\cos wt\ Q_0{}^{(c)}, \tag{52}$$

де $\overline{Q_0}$-постійна сила, незалежна від t, $Q_0{}^{(s)}$й $Q_0{}^{(c)}$-амплітуди, w-кутова частота внутрішньої сили, запускається наступним чином [3]:

$$y(t)=-\lambda\times\int_0^t\frac{\ddot{y}(r)dr}{(t-r+\upsilon)}+\mu_0{}^{(s)}\times\int_0^t\frac{\sin wrdr}{(t-r+\upsilon)}+\mu_0{}^{(c)}\times\int_0^t\frac{\cos wrdr}{(t-r+\upsilon)}+\gamma\times\int_0^t\frac{dr}{(t-r+\upsilon)}, \tag{53}$$

де:

$$\lambda=\frac{m}{Q\times C_0},\ \mu_0{}^{(s)}=\frac{y_{ст}{}^{(s)}}{Q},\ \mu_0{}^{(c)}=\frac{y_{ст}{}^{(c)}}{Q},k_0=\sqrt{\frac{C_0}{m}},$$
$$y_{ст}{}^{(s)}=\frac{Q_0{}^{(s)}}{C_0},\ y_{ст}{}^{(c)}=\frac{Q_0{}^{(c)}}{C_0},\gamma=\frac{Q_0}{Q\times C_0}, \tag{54}$$

k_0-кутова частота власних незатихаючих коливань (канатної) системи; $y_{ст}{}^{(c)}$, $y_{ст}{}^{(s)}$-переміщення системи під дією статично прикладеної сили $Q_0{}^{(c)}$ чи $Q_0{}^{(s)}$відповідно.

Формули для k_0 можна дещо спростити:

$$k_0=\sqrt{\frac{C_0}{m}}=\sqrt{\frac{E_0\times S}{l\times\beta\times S\times l}}=\frac{1}{l}\times\sqrt{\frac{E_0}{\beta}}. \tag{55}$$

Нижче, у таблиці наведені значення k_0,c^{-1} для сталевих канатів різної довжини (E_0=2,1× $10^{"}$Па; β=7,8× 10^3кг/м^3)

Оцінка останнього члена у рівнянні (54),утворена у [1], для сталевих канатів (Q>>1) дозволяє знехтувати розбіжністю цього інтервалу в часі й вважати ,що він має бути останній у вигляді $\gamma=\frac{\overline{Q_0}}{Q\times C_0}$. Тоді рівняння 54 надано в такому вигляді :

$$y(t)=-\lambda\int_0^t\frac{y(\ddot{r})dr}{(t-r+\upsilon)}+\mu_0{}^{(s)}\times\int_0^t\frac{\sin wrdr}{(t-r+\upsilon)}+\mu_0{}^{(c)}\times\int_0^t\frac{\cos wrdr}{(t-r+\upsilon)}+\gamma \tag{56}$$

Таблиця. Значення k_0, c^{-1} для різних довжин l, m сталевих канатів.

Table. The values of k_0, c^{-1} for different lengths l, m of steel ropes.

l,m	k_0, c^{-1}
10	518.9
50	103.8
100	51.9
200	26.0
300	17.3
500	10.4
1000	5.0
2000	2.6
3000	1.7
5000	1.0
10000	0.5

Введемо позначення :

$$y(t)-\gamma=Y(t). \tag{57}$$

Тоді легко показати ,що $\ddot{y}(t)=\ddot{Y}(t)$, оскільки γ=const у (56).

Оскільки для Y(t) отримаємо наступне рівняння :

$$Y(t)=-\lambda\times\int_0^t\frac{(\ddot{r})dr}{(t-r+\upsilon)}Y+\mu_0{}^{(s)}\times\int_0^t\frac{\sin wrdr}{(t-r+\upsilon)}+\mu_0{}^{(c)}\times\int_0^t\frac{\cos wrdr}{(t-r+\upsilon)} \tag{58}$$

Шукаємо розв'язок (58):

$$\begin{cases}Y(t)=A\times sinwt+Bcoswt;Y(t)=Y_0\times\sin(wt+\beta);\\ A=Y_0\times cos\beta;\ B=Y_0\times sin\beta;\ Y_0=\sqrt{A^2}+\sqrt{B^2};\ tg\beta=\frac{B}{A}.\end{cases} \tag{59}$$

Дослідимо усталені вимушені коливання під дією гармонічної вимушеної сили, для яких для яких

справедливе рівняння (58) зі зміненим значенням нижньої границі інтегрування (0→ −∞) [4].

Для визначення коефіцієнтів A та B підставимо розв'язок (59) у рівняння (58).Матимемо рівність:

$$A\sin wt + \text{Bcos}\, cos\ wt - \lambda \times \int_{-\infty}^{t} \frac{coswrdr}{(t-r+\upsilon)} dr = \mu_0{}^{(s)} \int_{-\infty}^{t} \frac{\sin wrdr}{(t-r+\upsilon)} + \mu_0{}^{(c)} \times \int_{-\infty}^{t} \frac{\cos wrdr}{(t-r+\upsilon)}. \quad (60)$$

Введемо наступні позначення:

$$I_1 = \int_{-I\ 1\infty}^{t} \frac{\sin wrdr}{(t-r+\upsilon)}, I_2 = \int_{-\infty}^{t} \frac{\cos wrdr}{(t-r+\upsilon)} \quad (61)$$

Після заміни змінних $r_1 = w\times(t-r+\upsilon)$ інтервалами $I_{\ 1}$та I_2 зведемо до виду:

$$I_1 = -\int_{w\upsilon}^{\infty} \frac{\sin(r_1-\upsilon)}{r_1} dr_1, \quad I_2 = \int_{w\upsilon}^{\infty} \frac{\cos(r_1-\upsilon)}{r_1} dr_1, \quad (62)$$

Покриваючи $\sin(r_1-\upsilon)$ й $cos(r_1-\upsilon)$, знайдемо:

$$I_1 = \cos\gamma\times \text{Si}(wt) - \sin\gamma\times\text{Ci}(wt),\ I_2 = -sin\gamma\times \text{Si}(wt) - cos\gamma\times\text{Ci}(wt) \quad (63)$$

Тут Si(x) та Ci(x)- інтегральні синус і косинус котрі вводяться наступним співвідношенням:

$$\begin{cases} Si(w\upsilon) = -\int_{w\upsilon}^{\infty} \frac{sinx}{x} dx = -\frac{\pi}{2} + \int_{0}^{-w\upsilon} \frac{sinx}{x} dx \\ Ci(w\upsilon) = -\int_{w\upsilon}^{\infty} \frac{cosx}{x} dx = C + ln w\upsilon + \int_{0}^{w\upsilon} \frac{cosx}{x} dx \end{cases} \quad (64)$$

C=0,57723…- постійна Ейлера, $w\upsilon = w\upsilon_0 \times \exp(-Q)$

У подальшому приймаємо $\lambda = wt$, оскільки у[1] було показано, що $w\upsilon \approx 0$.

Збираємо у (60) всі члени при sin wt й coswt, матимемо:

$$[A + \left(\gamma A\omega^2 + +\mu_0^{(s)}\right) Ci(w\upsilon) + (\gamma B\omega^2 + +\mu_0^{(c)}) \times Si(w\upsilon)] \times \sin wt + \left[B - \left(\gamma A\omega^2 + +\mu_0^{(s)}\right) Si(w\upsilon) + (\gamma B\omega^2 + +\mu_0^{(c)}) \times Ci(w\upsilon)\right] \times \cos wt = 0 \quad (65)$$

Оскільки вирази у квадратних дужках не залежать від змінної t, тоді звідси випливає:

$$\begin{cases} A + (\gamma A\omega^2 + +\mu_0^{(s)}) Ci(w\upsilon) + (\gamma B\omega^2 + +\mu_0^{(c)}) \times Si(w\upsilon) = 0 \\ B - (\gamma A\omega^2 + +\mu_0^{(s)}) Si(w\upsilon) + (\gamma B\omega^2 + +\mu_0^{(c)}) \times Ci(w\upsilon) = 0 \end{cases} \quad (66)$$

Розв'язавши, цю систему (66) лінійних алгебраїчних рівнянь, знайдемо A та B.

$$\begin{cases} A = \frac{\Delta A}{\Delta}; B = \frac{\Delta B}{B};\ \Delta = [1 + \lambda\omega^2 \times Ci(\omega\lambda)]^2 + \lambda^2\omega^4 Si^2(\omega\upsilon); \\ \Delta A = \left[-\mu_0^{(s)} \times Ci(w\upsilon) - \mu_0^{(c)} \times Si(w\upsilon)\right] \times [1 + \lambda\omega^2 \times Ci(w\upsilon)] - \\ \quad - \left[-\mu_0^{(s)} \times Si(w\upsilon) - \mu_0^{(c)} \times Ci(w\upsilon)\right] \times \lambda\omega^2 \times Si(w\upsilon); \\ \Delta B = [[1 + \lambda\omega^2 \times Ci(w\upsilon)]] \times \left[\mu_0^{(s)} \times Si(w\upsilon) - \mu_0^{(c)} \times Ci(w\upsilon)\right] + \\ \quad + [-\lambda\omega^2 \times Si(w\upsilon)] \times \left[\mu_0^{(s)} \times Ci(w\upsilon) + \mu_0^{(c)} \times Si(w\upsilon)\right]. \end{cases} \quad (67)$$

Таким чином, рішення y(t) (56) має вигляд $y(t) = \text{x} + A\sin\boldsymbol{\omega}t + B\cos\boldsymbol{\omega}t$. (68)

Для вантажу сталевим канатом "з ваги" (якщо канат вважається приручним) маємо наступні значення $\overline{Q_0}, Q_0^{(s)}$та $Q_0^{(c)}$:

$$\begin{cases} \overline{Q_0} = \frac{m_2 \times P_{\text{надл}}}{(m_1+m_2)} + Q;\ Q_0^{(s)} = 0;\ Q_0^{(c)} = -\frac{m_2 \times P_{\text{надл}}}{(m_1+m_2)}; \\ \omega = \sqrt{\frac{C\times(m_1+m_2)}{m_1\times m_2}}, \end{cases} \quad (69)$$

де, C-жорсткість канату; (m_1, m_2)- приведені маси приводу і вантажу відповідно; Q-вантажу вала; $P_{\text{надл}} = (P_p - Q)$ − надлишкове зусилля приводу; P_p − рушійне зусилля приводу.

Для варіанту підйому вантажу сталевим канатом з підхватом" (якщо канат вважається приручним) значення $\overline{Q_0}, Q_0^{(s)}$та $Q_0^{(c)}$ визначаються наступним чином:

$$\overline{Q_0} = \frac{m_2 \times P_{\text{надл}}}{(m_1+m_2)} + Q;\ Q_0^{(s)} = \frac{C\times V}{\omega};\ Q_0^{(c)} = -\frac{m_2 \times P_{\text{надл}}}{(m_1+m_2)} - Q, \quad (70)$$

де V-номінальна(чи близька до неї) швидкість підйому вантажу.

Висновки

1. Визначені основні параметри виникаючих при цьому хвилеутворень у канатах за різних способів підйому вантажу («з підхватом», «з ваги»). Досліджено вплив сили тяжіння на канат та виникаючі у ньому поздовжні коливання, також на виникаючі всередині нього поздовжні хвилеутворення. Канат вантажопідйомного механізму, при цьому, розглянутий, як розтяжний стрижень. Встановлені закони руху поперечних перерізів канатів, за яких мінімізовані у період пуску вантажопідйомних механізмів кранів зусилля, виникаючі у канатах. Також досліджено застосування інтегродиференціального рівняння, яке адекватно описує коливання канатної системи вантажних кранів, а також враховує частотно незалежне внутрішнє тертя у вказаних системах, котре супроводжує коливні процеси у канатах протягом перехідних реагентів їх диференціювання за різних способів підйому вантажів.

2. Визначені параметри встановлених гармонічних коливань канатної системи кранів для тривалого у часі підйому вантажу і врахування інерційних властивостей самого канату(значної довжини), а також величини статичного переміщення канату(для різних способів підйому вантажів).

Список літератури

1. *Zaichenko S., Shalenko V., Shevchuk N., Vapnichna V.* Development of a geomechanic complex for geotechnical monitoring contour mine groove. *Eastern-European J. Enterprise Technologies.* 2017. Vol. 3/9 (87). P. 19-25. DOI: 10.155/1729-4061.2017.102067.

2. *Гарнець В. М., Човнюк Ю. В., Зайченко С. В., Шаленко В. О., Приходько Я. С.* Теорія і практика створення бетоноформувальних агрегатів (БФА). *Гірн., буд., дор. та меліор. машини.* 2014. Вип. 83. С. 49-54.

3. *Гарнець В. М., Зайченко С. В., Приходько Я. С., Шаленко В. О.* Розробка науково-практичних рекомендацій по створенню бетоноформуючих агрегатів (БФА). *Гірн., буд., дор. та меліор машини*. 2012. Вип. 79. С. 46-52.

4. *Зайченко С. В., Шевчук С. П., Гарнець В. М.* Енергетичний аналіз процесу роликового ущільнення. *Енергетика: Економіка, технологія, екологія*. 2012. № 1 (30). С. 77-83.

5. *Зайченко С. В., Шевчук С. П., Гарнець В. М.* Тривимірне моделювання процесу роликового ущільнення стовбурного кріплення. *Гірн., буд., дор. та меліор. машини*. 2012. Вип. 79. С. 40-45.

6. *Приходько Я. С., Гарнець В. М.* Взаємоузгодженість роботи механізмів при ролико-екструзійному формуванні багатопустотних виробів. *Галузеве машинобуд., буд-во*. 2012. № 1 (31). С. 305-310.

7. *Loveikin V., Romasevych Y., Shymko L., Ohiienko 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.

References

1. *Zajchenko, S. V., Shevchuk, S. P., Garnec,' V. M.* (2012). Three-dimensional modeling of process of roller consolidation of column fastening. Mining, construction, road and meliorative machines, No. 79, 40-45.

2. *Prihod'ko, Ja., S. & Garnec,' V. M.* (2012). Interconsistency of operation of mechanisms at roller and extrusive formation of multihollow products. Branch mechanical engineering, construction, No. 1 (31), 305-310.

3. *Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I.* (2007). Determination of optimum value of a corner of shift of cranks of roller forming installation with the recuperative drive. Automation of productions in mechanical engineering and instrument making, National University "Lviv Polyequipment", No. 41, 127-134.

4. *Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I.* (2008). Definition of loadings in elements of roller forming installations. Collection of scientific works of Ukrainian state academy of railway transport, No 88, 15-20.

5. *Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I.* (2007). Definition of loadings in elements of roller forming installation. Theory and practice of construction, No. 3, 19-23.

6. *Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I.* (2012). Research of dynamic loadings in elements of roller forming installations. Formation of Modern Science – 2012: Materials VIII of the intern. sci. and pract. conf. Section 18. Technical science. Formation of information technologies, Praha, 20-25.

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

ДИСКРЕТНО-КОНТИНУАЛЬНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ (ТЯЖЕЛАЯ) КАНАТА ГРУЗОПОДЪЕМНОГО МЕХАНИЗМА КРАНА В ПРОЦЕССЕ ЕГО ПУСКА

Ю. В. Човнюк, И. Н. Сивак

Аннотация. В работе проведен анализ вынужденных колебаний и волнообразований тяжелых канатов грузоподъемных механизмов кранов в процессах пуска последних. Определены основные параметры возникающих при этом волнообразование в канатах при различных способах подъема груза («с подхватом», «по весу»). Исследовано влияние силы тяжести на канат и возникающие в нем продольные колебания, а также на возникающие внутри него продольные волнообразования. Канат грузоподъемного механизма, при этом, рассмотрен, как растяжимый стержень. Установленные законы движения поперечных сечений канатов, при которых минимизированы в период пуска грузоподъемных механизмов кранов усилия, возникающие в канатах. Также исследовано применение интегродифференциальных уравнение, адекватно описывает колебания канатной системы грузовых кранов, а также учитывает частотно независимое внутреннее трение в указанных системах, которое сопровождает колеблющиеся процессы в канатах течение переходных реагентов их дифференцировки при различных способах подъема грузов.

Определены параметры установленных гармонических колебаний канатной системы кранов для длительного во времени подъема груза и учета инерционных свойств самого каната (значительной длины), а также величины статического перемещения каната (для разных способов подъема грузов).

Ключевые слова: анализ, вынужденные колебания, тяжелые канаты, грузоподъемные механизмы, краны, пуск, волнообразования, оптимизация, динамические усилия, интегродифференциальных уравнения.

DISCRETE-CONTINUOUS SIMULATION AND ANALYSIS OF FORCED OSCILLATIONS OF (HEAVY) ROPE OF CRANE LOADING MECHANISM IN ITS PROCESS

Yu. V. Chovnyuk, I. M. Sivak

Abstract. The analysis of forced oscillations and waveformations of heavy ropes of hoisting mechanisms of cranes in the processes of starting the latter is carried out. The main parameters of the resulting waveforms in the ropes for different ways of lifting the load ("with a pickup", "by weight") are determined. The influence of gravity on the rope and the longitudinal oscillations arising in it, as well as on the longitudinal waveforms arising inside it are investigated. The rope of the lifting mechanism, in this case, is considered as a tensile rod. The laws of motion of cross-sections of ropes are established, according to which the forces arising in ropes are minimized during the start-up of hoisting mechanisms of cranes. The application of the integrodifferential equation, which adequately describes the oscillations of the rope system of cargo cranes, and also takes into account the frequency-independent internal friction in these systems, which accompanies the oscillatory processes in the ropes during transient reagents for their differentiation by different ways of lifting loads.

The parameters of the established harmonic oscillations of the rope system of cranes for long-term lifting of the load and taking into account the inertial properties of the rope (considerable length), as well as the magnitude of the static movement of the rope (for different ways of lifting loads) are determined.

Key words: analysis, forced oscillations, heavy ropes, lifting mechanisms, cranes, start-up, wave formation, optimization, dynamic forces, integrodifferential equation.

Ю. В. Човнюк ORCID 0000-0002-0608-0203.
І. М. Сівак ORCID 0000-0002-6297-587X.

Machinery & Energetics. *Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020, Vol. 11, No. 3, 187-194*
ISSN 2663-1334 (print), ISSN 2663-1342 (online), www.journals.nubip.edu.ua/index.php/Tekhnica

http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.03.187

УДК 514.18

ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ЧАСТИНКИ ПО ШОРСТКІЙ ПОВЕРХНІ, ЯКА УТВОРЕНА ГВИНТОВИМ РУХОМ СИНУСОЇДИ, ПІД ДІЄЮ СИЛИ ВЛАСНОЇ ВАГИ

Т. М. Воліна

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 131 – прикладна механіка.

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

Історія статті: отримано – квітень 2020, акцептовано – серпень 2020.
Бібл. 12, рис. 15, табл. 0.

Анотація. У статті складено диференціальні рівняння руху частинки під дією сили власної ваги по шорсткій поверхні, яка утворена гвинтовим рухом синусоїди. Синусоїда при цьому є осьовим перерізом гвинтової поверхні та розташована у вертикальній площині. Отримані рівняння розв'язано чисельними методами, а також побудовано траєкторії руху частинки по гвинтовій поверхні. Крім того, наведено графіки зміни швидкості руху частинки та її віддалення від осі поверхні, в результаті чого знайдено умови, при яких можлива стабілізація руху частинки. Показано, що у загальному випадку у результаті розгону частинка віддаляється від осі поверхні та зупиняється в одному з її жолобів. Глибина та щільність жолобів є керованими за допомогою зміни постійних коефіцієнтів параметрами. Розглянуто також частковий випадок при нульовій глибині жолоба, коли синусоїда перетворюється на пряму та частинка рухається по поверхні гвинтового коноїда.

Ключові слова: крива перерізу, синусоїда, коефіцієнт тертя, частинка, рух, рівняння.

Постановка проблеми

Гвинтові поверхні широко поширені в техніці і слугують робочими органами багатьох машин. У гірничорудній промисловості для збагачення корисних копалин використовуються пристрої з вертикальним гвинтовим жолобом, які називаються гвинтовими сепараторами [1]. Жолоби гвинтової поверхні можуть мати різну форму. Від цього залежить характер руху технологічного матеріалу по гвинтовій поверхні. Форма жолобу залежить від кривої його осьового перерізу. У даному дослідженні за криву осьового перерізу прийнято синусоїду. Отримана поверхня складається з однакових жолобів, розташованих на різній відстані від осі поверхні.

Для точного опису руху тіла по гвинтовій поверхні необхідно враховувати додаткові сили інерції від його обертання, що зробити надзвичайно важко. Тому в багатьох випадках ці сили ігноруються при малих розмірах тіла [2, 3] або ж при малих кутових швидкостях його обертання, як, наприклад, при їх переміщенні за допомогою підйомно-транспортних машин [4]. У багатьох випадках для спрощення розрахунків прийнято приймати тіло за матеріальну частинку. Точність отриманих результатів цілком прийнятна для практики.

Аналіз останніх досліджень

Під час роботи машин постійно виникає контакт частинок матеріалу з поверхнями робочих органів. У сільськогосподарському виробництві це стосується зокрема ґрунтообробних знарядь [5] та знарядь по видаленню навозу [6]. При сепарації матеріалу частинки рухаються по поверхні, яка здійснює коливальні рухи [7, 8].

Частинки матеріалу, які контактують з поверхнею, можуть мати різне походження: частинки у рухомому потоці, механічні частинки, частинки рідини або газу [9–11].

Рух частинок, які контактують з рухомими спіральними робочими органами, розглянуто у працях [8-10]. Стаття [12] присвячена дослідженню руху частинок по поверхні вертикального гелікоїда, який здійснює обертальний рух.

Мета досліджень

Розробити аналітичний опис і побудувати рухомий і нерухомий аксоїди деяких циліндричних ліній із забезпеченням спільної лінії контакту вздовж відповідних прямолінійних твірних в кожен момент часу руху тригранника.

Результати досліджень

Синусоїду, яку приймаємо за криву осьового перерізу гвинтової поверхні, задаємо параметричними рівняннями у вертикальній площині. У системі координат *x0z* (рис. 1) рівняння синусоїди у функції незалежної змінної ρ матимуть вигляд:

$$x=\rho;\quad z=c\sin a\rho, \tag{1}$$

де a і c – сталі, що задають амплітуду і період синусоїди;

ρ – незалежна змінна, що задає відстань від поточної точки синусоїди до осі $0z$ (рис. 1).

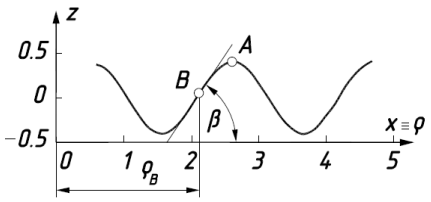


Рис. 1. Крива осьового перерізу гвинтової поверхні, у якій кривою осьового перерізу є синусоїда (1) при a=3, c=0,4.

Fig. 1. An axial cross-section curve of the helical surface with a sinusoid axial cross-section curve (1) with $a=3$, $c=0.4$.

Для утворення гвинтової поверхні необхідно площину з синусоїдою (1) рівномірно обертати навколо осі $0z$ з одночасним переміщенням її уздовж цієї осі, тобто надати площині гвинтовий рух. Безліч положень кривої в такому русі опише гвинтову поверхню. Математично така поверхня описується параметричними рівняннями:

$$\begin{aligned} X &= \rho\cos\alpha;\\ Y &= \rho\sin\alpha;\\ Z &= c\sin a\rho + b\alpha, \end{aligned} \tag{2}$$

де b – гвинтовий параметр – постійна величина, що задає крок гвинтової поверхні (крок $H=2\pi b$);

α – друга незалежна змінна поверхні (кут повороту площини, в якій розташована синусоїда, навколо вертикальної осі OZ).

На рис. 1 вертикальна вісь позначена малою літерою *«z»*, а для осей поверхні (2) будемо застосовувати велику *«Z»*. Щоб розрізняти рівняння поверхні і лінії (зокрема, лінії на поверхні, коли їх рівняння повністю збігаються), для позначення осей і рівнянь поверхні будемо використовувати великі літери *«X», «Y», «Z»*, а для осей і рівнянь ліній – малі *«x», «y», «z»*.

На рис. 1 побудована дуга синусоїди при $a=3$, $c=0,4$ і зміні відстані ρ в межах $\rho=0,2\pi...1,5\pi$, а на рис. 2 – відповідна гвинтова поверхня у межах одного кроку при b=0,5.

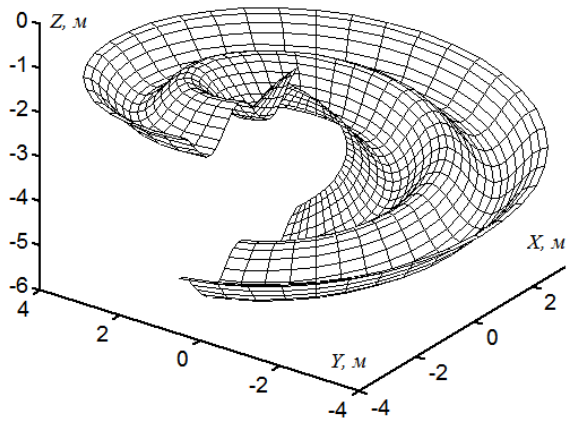


Рис. 2. Гвинтова поверхня в межах одного кроку.

Fig. 2. The screw surface within one lead.

Диференціальне рівняння руху частинки по гвинтовій поверхні (2) складемо у вигляді $m\overline{w}=\overline{F}$, де m – маса частинки, $\overline{w}$ – вектор прискорення, $\overline{F}$ – результуючий вектор прикладених до частинки сил. Такими силами є: сила ваги частинки mg ($g=9,81$ *м/с*^{2}), реакція R поверхні і сила тертя fR, що надає опір ковзанню частинки по поверхні (f – коефіцієнт тертя). Наведене векторне рівняння розпишемо в проекціях на осі координат, в результаті чого отримаємо систему з трьох диференціальних рівнянь.

Для складання рівнянь необхідно знати одиничні вектори, що задають напрямок прикладених сил. Сила ваги частинки mg спрямована вниз, тобто у протилежну сторону напрямку осі OZ, тому її одиничний вектор запишеться:

$$\{0;\quad 0;\quad -1\}. \tag{3}$$

Сила реакції R спрямована уздовж нормалі до поверхні. Координати вектора $\overline{N}$ нормалі до поверхні знаходяться як векторний добуток двох векторів, дотичних до координатних ліній. Проекціями цих векторів є часткові похідні першого порядку поверхні (2):

$$\begin{aligned} X'_\rho &= \cos\alpha;\\ Y'_\rho &= \sin\alpha;\\ Z'_\rho &= ac\cos a\rho;\\ \\ X'_\alpha &= -\rho\sin\alpha;\\ Y'_\alpha &= \rho\cos\alpha;\\ Z'_\alpha &= b. \end{aligned} \tag{4}$$

Нижнім індексом позначена змінна, по якій проводиться диференціювання. Напрямок вектора нормалі до поверхні змінюється на протилежний, якщо у визначнику векторного добутку рядки (4) поміняти місцями. Тому потрібно стежити, щоб проекція на вісь OZ отриманого вектора була позитивною, що відповідає фізичній суті процесу. Знаходимо векторний добуток дотичних векторів (4):

$$\begin{aligned} N &= \begin{vmatrix} X & Y & Z\\ X'_\rho & Y'_\rho & Z'_\rho\\ X'_\alpha & Y'_\alpha & Z'_\alpha \end{vmatrix} =\\ &= \begin{Bmatrix} b\sin\alpha - ac\rho\cos a\rho\cos\alpha;\\ -b\cos\alpha - ac\rho\cos a\rho\sin\alpha;\\ \rho. \end{Bmatrix}. \end{aligned} \tag{5}$$

Приведемо вектор нормалі (5) до одиничного, після чого його проекції запишуться:

$$\begin{aligned} N_x &= \frac{b\sin\alpha - ac\rho\cos a\rho\cos\alpha}{\sqrt{b^2+\rho^2\left(1+a^2c^2\cos^2 a\rho\right)}};\\ N_y &= -\frac{b\cos\alpha + ac\rho\cos a\rho\sin\alpha}{\sqrt{b^2+\rho^2\left(1+a^2c^2\cos^2 a\rho\right)}};\\ N_z &= \frac{\rho}{\sqrt{b^2+\rho^2\left(1+a^2c^2\cos^2 a\rho\right)}}. \end{aligned} \tag{6}$$

Сила тертя спрямована по дотичній до траєкторії руху частинки в протилежну вектору швидкості сторону. Якщо незалежні змінні ρ і α поверхні зв'язати між собою певною залежністю, то отримаємо рівняння однієї змінної, тобто лінію на поверхні. Зв'яжемо змінні ρ і α між собою за допомогою нової змінної – часу t. Отримаємо дві нові залежності $\rho=\rho(t)$ і $\alpha=\alpha(t)$,

які задають передбачувану траєкторію руху частинки. Вони є невідомими функціями, які потрібно знайти.

Знайдемо проекції швидкості руху частинки диференціюванням рівнянь (2), вважаючи, що ці рівняння є рівняннями траєкторії, залежними від однієї змінної – часу *t*:

$$\begin{aligned} x' &= \rho'\cos\alpha - \rho\alpha'\sin\alpha; \\ y' &= \rho'\sin\alpha + \rho\alpha'\cos\alpha; \\ z' &= ac\rho'\cos a\rho + b\alpha'. \end{aligned} \tag{7}$$

Знайдемо величину швидкості *V* руху частинки:

$$\begin{aligned} V &= \sqrt{x'^2 + y'^2 + z'^2} = \\ &= \sqrt{\rho'^2 + \rho^2\alpha'^2 + \left(ac\rho'\cos a\rho + b\alpha'\right)^2}. \end{aligned} \tag{8}$$

Одиничний вектор швидкості знайдемо шляхом ділення проекцій (7) на величину швидкості (8):

$$\begin{aligned} T_x &= \frac{\rho'\cos\alpha - \rho\alpha'\sin\alpha}{\sqrt{\rho'^2 + \rho^2\alpha'^2 + \left(ac\rho'\cos a\rho + b\alpha'\right)^2}}; \\ T_y &= \frac{\rho'\sin\alpha + \rho\alpha'\cos\alpha}{\sqrt{\rho'^2 + \rho^2\alpha'^2 + \left(ac\rho'\cos a\rho + b\alpha'\right)^2}}; \\ T_z &= \frac{ac\rho'\cos a\rho + b\alpha'}{\sqrt{\rho'^2 + \rho^2\alpha'^2 + \left(ac\rho'\cos a\rho + b\alpha'\right)^2}}. \end{aligned} \tag{9}$$

Прискорення частинки в проекціях на осі координат знайдемо диференціюванням виразів швидкості (7):

$$\begin{aligned} x'' &= \left(\rho'' - \rho\alpha'^2\right)\cos\alpha - \left(\rho\alpha'' + 2\rho'\alpha'\right)\sin\alpha; \\ y'' &= \left(\rho'' - \rho\alpha'^2\right)\sin\alpha + \left(\rho\alpha'' + 2\rho'\alpha'\right)\cos\alpha; \\ z'' &= ac\left(\rho''\cos a\rho - a\rho'^2\sin a\rho\right) + b\alpha''. \end{aligned} \tag{10}$$

Розпишемо векторне рівняння $m\overline{w} = \overline{F}$ в проекціях на осі координат *OXYZ*, беручи до уваги, що сила тертя діє вздовж вектора швидкості у протилежну сторону:

$$\begin{aligned} mx'' &= -fRT_x + RN_x; \\ my'' &= -fRT_y + RN_y; \\ mz'' &= -fRT_z + RN_z - mg. \end{aligned} \tag{11}$$

Після підстановки у (11) напрямних косинусів (6) і (9) отримаємо:

$$\begin{aligned} mx'' &= -\frac{fR\left(\rho'\cos\alpha - \rho\alpha'\sin\alpha\right)}{\sqrt{\rho'^2 + \rho^2\alpha'^2 + \left(ac\rho'\cos a\rho + b\alpha'\right)^2}} + \\ &+ R\frac{b\sin\alpha - ac\rho\cos a\rho\cos\alpha}{\sqrt{b^2 + \rho^2\left(1 + a^2c^2\cos^2 a\rho\right)}}; \\ my'' &= -\frac{fR\left(\rho'\sin\alpha + \rho\alpha'\cos\alpha\right)}{\sqrt{\rho'^2 + \rho^2\alpha'^2 + \left(ac\rho'\cos a\rho + b\alpha'\right)^2}} - \\ &- R\frac{b\cos\alpha + ac\rho\cos a\rho\sin\alpha}{\sqrt{b^2 + \rho^2\left(1 + a^2c^2\cos^2 a\rho\right)}}; \\ mz'' &= -\frac{fR\left(ac\rho'\cos a\rho + b\alpha'\right)}{\sqrt{\rho'^2 + \rho^2\alpha'^2 + \left(ac\rho'\cos a\rho + b\alpha'\right)^2}} + \\ &+ R\frac{\rho}{\sqrt{b^2 + \rho^2\left(1 + a^2c^2\cos^2 a\rho\right)}} - mg. \end{aligned} \tag{12}$$

Після підстановки у рівняння (12) других похідних (10) отримаємо систему диференціальних рівнянь, що описують рух частинки. Розв'язавши її відносно невідомих функцій $\alpha'' = \alpha''(t), \rho'' = \rho''(t)$ і $R=R(t)$, отримаємо:

$$\begin{aligned} \alpha'' &= \frac{2\alpha'\rho'}{A}\left[\frac{\alpha' fb}{V} - \frac{\rho}{A}\left(1 + a^2c^2\cos^2 a\rho\right)\right] - \\ &- \frac{1}{A}\left(\frac{\alpha' f\rho}{V} + \frac{b}{A}\right)\times \\ &\times\left(\alpha'^2\rho ac\cos a\rho - \rho'^2a^2c\sin a\rho + g\right); \\ u'' &= \frac{\alpha'^2\rho'}{A}\left[\frac{\rho^2 + b^2}{A} - \frac{\rho'\rho acf\cos a\rho}{V}\right] + \\ &+ \frac{1}{A}\left(\frac{f\rho'}{V} + \frac{\rho ac\cos a\rho}{A}\right)\times \\ &\times\left(2b\alpha'\rho' - g\rho + \rho'^2a^2c\sin a\rho\right); \\ R &= \frac{m}{A}\left[\alpha'^2\rho^2 ac\cos a\rho - 2b\alpha'\rho' + \right. \\ &\left. + \rho\left(g - \rho'^2a^2c\sin a\rho\right)\right]. \end{aligned} \tag{13}$$

У диференціальних рівняннях (13) символом *V* позначено швидкість руху частинки, вираз якої наведено у (8). Крім того, введено ще один символ *A*, який замінює вираз, що повторюється:

$$A = \sqrt{a^2c^2\rho^2\cos^2 a\rho + \rho^2 + b^2}. \tag{14}$$

Щоб знайти залежності $\alpha=\alpha(t)$ і $\rho=\rho(t)$, досить розв'язати систему перших двох рівнянь (13), бо вони між собою пов'язані, а реакція поверхні *R* визначається з цих розв'язків. Для розв'язання системи потрібно застосовувати чисельні методи.

Розглянемо приклади. Нехай осьовим перерізом гвинтової поверхні буде синусоїда, представлена на рис. 1. Частинку будемо подавати в точку *A* (рис. 1), тобто на вершину гребня, що відповідає початковому значенню відстані ρ_A=2,6 *м*. Початкову швидкість задаємо в радіальному напрямку (від осі і до осі гвинтової поверхні), тобто $\rho'_A=\pm1$ *м/с*. При $\rho'_A=-1$ *м/с* частинка починає рухатися з точки *A* до осі поверхні і опускається в жолоб, по якому продовжує рух вниз (рис. 3). При $\rho'_A=1$ *м/с* частинка починає рухатися з точки *A* від осі поверхні і, подолавши певний шлях, зупиняється. Це видно також на графіку зміни швидкості *V* (рис. 4).

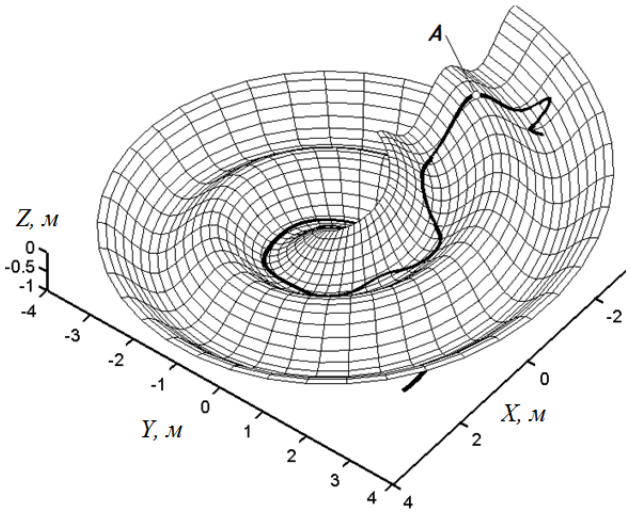


Рис. 3. Траєкторії руху частинки по гвинтовій поверхні, що починаються в точці *A* (час руху *t*=8 *c*, коефіцієнт тертя *f*=0,3).

Fig. 3. The trajectory of the particle movement along a helical surface, starting at the point *A* (motion time *t=8 s*, friction coefficient *f=0.3*).

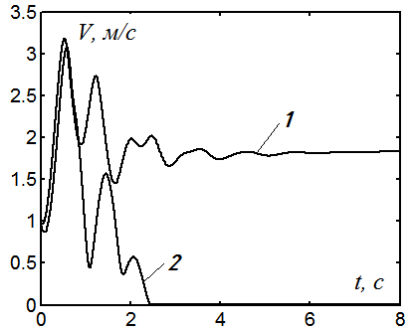


Рис. 4. Графічні зміни швидкості *V* руху частинки по гвинтовій поверхні (час руху *t*=8 *с*, коефіцієнт тертя *f*=0,3).

Fig. 4. The graph of the changing in the speed *V* of particle movement along a helical surface (motion time *t=8 s*, friction coefficient *f=0.3*).

У першому випадку швидкість стабілізується (крива на графіку позначена цифрою *1*) і наближається до постійного значення близько *2 м/с*. Після стабілізації траєкторією руху є гвинтова лінія на поверхні. У другому випадку (крива на графіку позначена цифрою *2*) частинка зупиняється після *2,5 с* руху. Пояснюється це тим, що по мірі віддалення від осі кут нахилу гвинтових ліній (ймовірних траєкторій руху) зменшується. Коли кут нахилу гвинтової лінії дна жолоба стає менше кута тертя, рух стає неможливим. Цей кут можна знайти за допомогою відомої формули $\varphi=arctg(b/\rho)$. Для нашого випадку ρ=3,7 *м*, тобто $\varphi=arctg(0,5/3,7)=7,7°$. Це значно менше кута тертя $\varphi_f=arctg\ f=arctg\ 0,3=16,7°$. У першому випадку кут φ перевершує кут тертя, а саме, для ρ=1,5 *м* (рис. 1) він становить *18,4°*.

Розглянемо, як змінюється траєкторія руху частинки зі зменшенням коефіцієнта тертя *f*. На рис. 5 побудована траєкторія руху частинки з коефіцієнтом тертя *f=0,1*, яка починає рух з дна жолоба при *ρ=1,5 м* і початковій швидкості V_0=0.

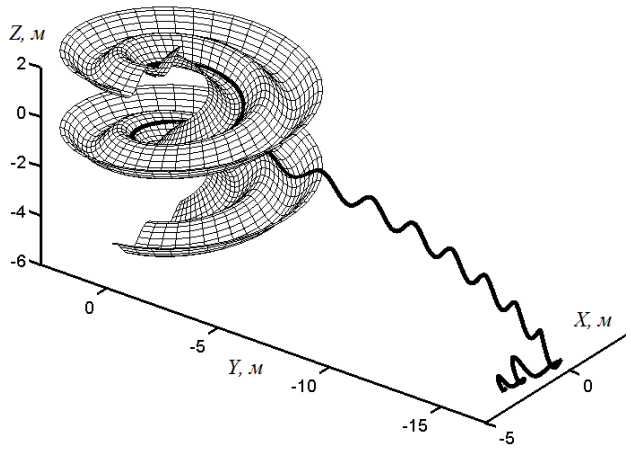


Рис. 5. Траєкторія руху частинки при коефіцієнті тертя *f=0,1*.

Fig. 5. The trajectory of the particle with the friction coefficient *f=0.1*.

Аналізуючи траєкторію, приходимо до висновку, що частинка розганяється по жолобу до такої міри, що подальший її рух триває від осі поверхні з подоланням деякого числа жолобів і закінчується зупинкою в останньому жолобі. Це підтверджує графік зміни швидкості руху частинки (рис. 6).

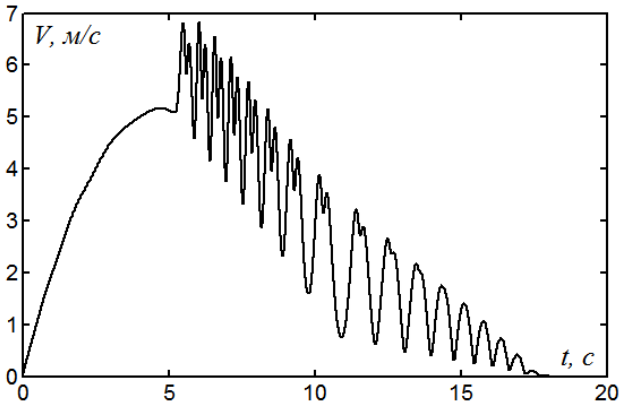


Рис. 6. Графік зміни швидкості *V* руху частинки (час руху *t=18 с*, коефіцієнт тертя *f=0,1*).

Fig. 6. The graph of the particle movement speed *V* (motion time *t=18 s*, friction coefficient *f=0.1*).

При русі частинки по траєкторії, близькій до гвинтової лінії протягом *5 с* (рис. 7), сила реакції є позитивною величиною. Коли частинка здійснює хвилеподібний рух при подоланні жолобів (на рис. 5 для цієї ділянки траєкторії поверхню умовно не показано), реакція поверхні *R* змінюється відповідним чином, приймаючи і негативні значення. Ці залежності отримані, виходячи з математичної умови, що частинка завжди знаходиться на поверхні. Це було б справедливо, якби частинка перебувала між двома еквідистантним поверхнями, реакції яких чергувалися у залежності від знаку. Оскільки поверхня одна, то це означає відрив частинки від неї в момент зміни знаку реакції з позитивного на негативний. У зв'язку з цим хвилеподібна частина траєкторії руху частинки може відрізнятися від реальної.

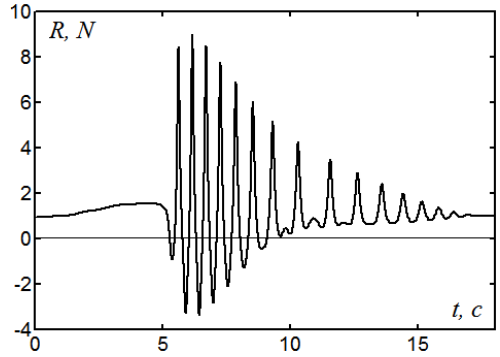


Рис. 7. Графік зміни сили реакції *R* для частинки масою *m = 0,1 кг* (час руху *t=18 с*, коефіцієнт тертя *f=0,1*).

Fig. 7. The graph of the changing of the reaction force *R* for a particle of mass *m=0.1 kg* (motion time *t=18 s*, friction coefficient *f=0.1*).

Зменшення періоду синусоїди веде до зменшення різниці відстані ρ між нижніми гвинтовими лініями сусідніх жолобів поверхні. Внаслідок цього зменшується різниця між кутами їх нахилу. Можна припустити, що це змінить характер руху частинок з різним

коефіцієнтом тертя і дозволить їм рухатися по різних жолобах без зупинки.

На рис. 8 побудована синусоїда при, a=15 і c=0,2, тобто період зменшено у *5* разів (при цьому амплітуда зменшена у *2* рази, що теж впливає на характер руху частинки). Гвинтовий параметр поверхні b прийнятий рівним $b=35$ *м*. На побудовану за цими даними гвинтову поверхню подавалися частинки з нульовою початковою швидкістю і різними коефіцієнтами тертя в одну і ту ж саму нижню точку B найближчого до осі поверхні жолоба (рис. 8). Цій точці відповідає відстань ρ=0,31 *м*.

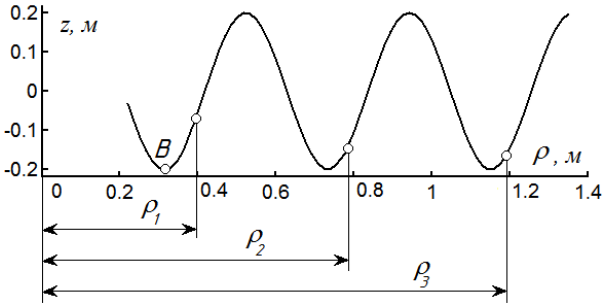


Рис. 8. Синусоїда – осьовий переріз гвинтової поверхні при заданих сталих $a=15$, $c=0,2$.

Fig. 8. Sinusoid is the axial cross-section of the helical surface for given constants $a=15$, $c=0.2$.

По мірі розгону частинка віддаляється від осі, тобто відстань ρ протягом деякого часу збільшується, а після настає стабілізація руху (приблизно через *5 с*, що видно на рис. 9).

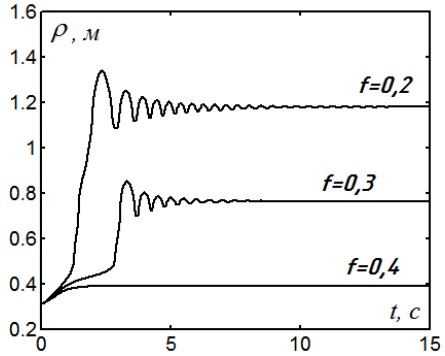


Рис. 9. Графік зміни відстані ρ від осі поверхні (час руху t=15 *с*, відстань подачі частинки на дно жолоба ρ=0,31 *м*).

Fig. 9. The graph of the changing of the distance ρ from the surface axis (motion time $t=15$ *s*, particle feed distance to the gutter bottom $\rho=0.31$ *m*).

На рис. 9 побудовані графіки зміни відстані ρ для частинок з різним коефіцієнтом тертя. З нього видно, що частинки з різним коефіцієнтом тертя f після стабілізації рухаються на різній відстані від осі поверхні. Відстань ρ при $f=0,4$ складає *0,4 м*. Цю відстань позначено на рис. 8, як ρ_1, і вказує точку на синусоїді, через яку проходить гвинтова лінія – траєкторія руху частинки. Для частинок з коефіцієнтом тертя $f=0,3$ і $f=0,2$ ці відстані позначені через ρ_2 і ρ_3. Із рис. 8 видно, що траєкторія руху частинки проходить вище дна жолоба. Дослідження показали, що вона не може бути вище точки B (рис. 1). Ця точка є точкою перегину синусоїди і після неї починається зменшення кута β (рис. 1). Траєкторія руху частинки при перехідному періоді може бути вище точки B, залишаючись в межах жолобу, а після стабілізації вона рухається по гвинтовій лінії, розташованій нижче точки B.

На рис. 10 побудовано графік зміни швидкості руху частинок з різним коефіцієнтом тертя. Після стабілізації руху швидкості стають сталими і мало відрізняються між собою.

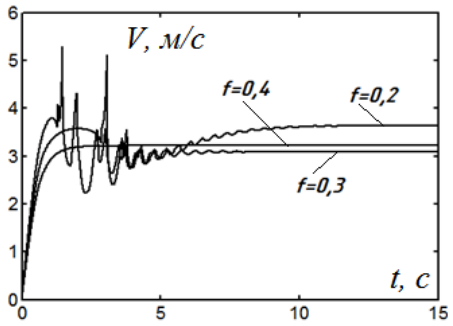


Рис. 10. Графік зміни швидкості V руху частинки (час руху t=15 *с*, відстань подачі частинки на дно жолоба ρ=0,31 *м*).

Fig. 10. The graph of the changing of the particle movement speed V (motion time $t=15$ *s*, particle feed distance to the gutter bottom $\rho=0.31$ *m*).

На рис. 11–13 побудовані траєкторії руху для частинок з різним коефіцієнтом тертя. У нижній частині рис. 11 та рис. 12 видно, що частинка рухається по різних жолобах. На рис. 13 для наочності показана горизонтальна проекція траєкторії без поверхні. Із неї видно, як змінюється відстань ρ і як вона починає стабілізуватися після попадання частинки в другій жолоб, наближаючись до позначки *0,8 м*, що відповідає рис. 9.

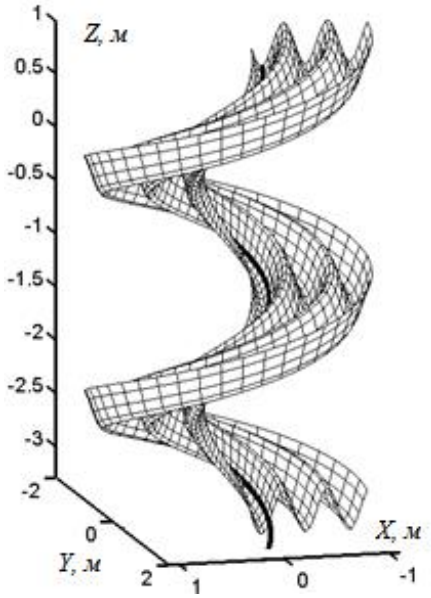


Рис. 11. Траєкторія руху частинки по поверхні при $f=0,4$.

Fig. 11. The trajectory of a particle movement on the surface at $f=0.4$.

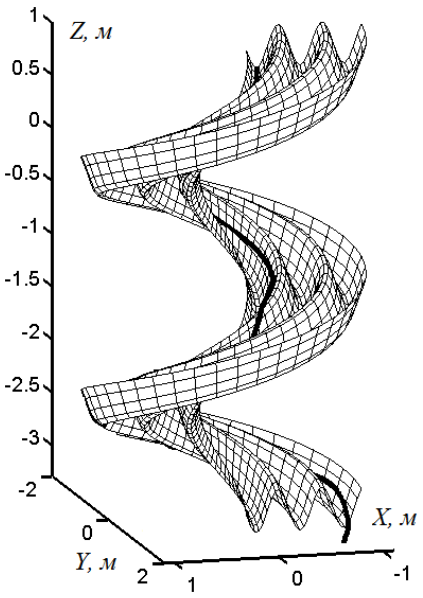


Рис. 12. Траєкторія руху частинки по поверхні при *f=0,2*.

Fig. 12. The trajectory of a particle movement on the surface at *f=0.2*.

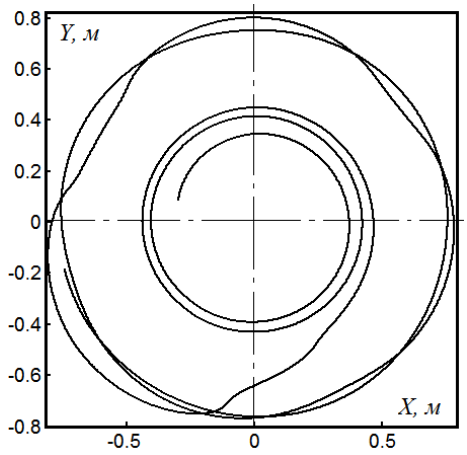


Рис. 13. Горизонтальна проекція траєкторії руху частинки при *f=0,3*.

Fig. 13. The horizontal projection of the trajectory of a particle movement at *f=0.3*.

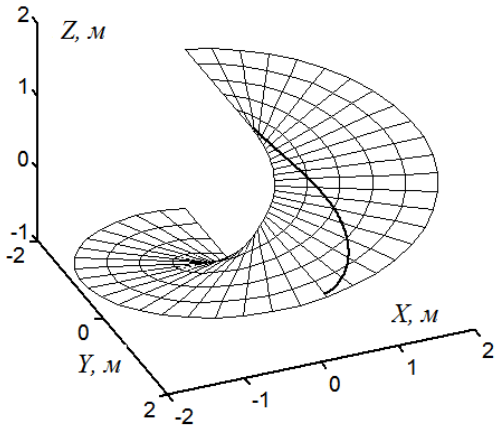


Рис. 14. Траєкторія руху частинки по поверхні гвинтового коноїда (час руху *t*=2,5 *с*, *b*=0,35 *м*, *f*=0,3).

Fig. 14. The trajectory of the particle movement on the surface of the screw conoid (the motion time *t=2.5 s*, *b=0.35 m*, *f=0.3*).

Слід зауважити, що при *a=c*=0 поверхня (2) перетворюється у гвинтовий коноїд. Система рівнянь (13) значно спрощується. Результат її розв'язання представлений на рис. 14 та на рис. 15. Із нього видно, що частинка спочатку розганяється до швидкості понад *2 м/с*, при цьому віддаляється від осі поверхні, потім її рух сповільнюється через зменшення кута нахилу поверхні. Приблизно через *2,5 с* після початку руху частинка зупиняється.

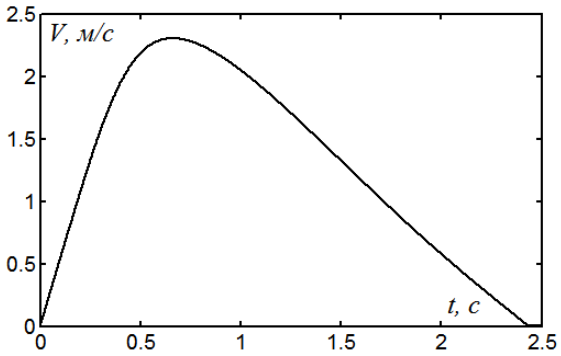


Рис. 15. Графік зміни швидкості *V* руху частинки по поверхні гвинтового коноїда (час руху *t*=2,5 *с*, *b*=0,35 *м*, *f*=0,3).

Fig. 15. The graph of the changing of particle movement speed *V* on the surface of the screw conoid (the motion time *t=2.5 s*, *b=0.35 m*, *f=0.3*).

Висновки

1. Отримані диференціальні рівняння дозволяють описувати рух частинки по гвинтовій поверхні з кривою осьового перерізу у вигляді синусоїди. Чисельне розв'язання системи диференціальних рівнянь дає можливість вивчити характер руху частинки по такій поверхні під дією сили власної ваги. При попаданні частинок з різним коефіцієнтом тертя в одну і ту ж точку поверхні їх траєкторії при подальшому русі розрізняються між собою. Можна підібрати конструктивні параметри поверхні таким чином, що після стабілізації руху групи частинок з близьким коефіцієнтом тертя будуть рухатися по окремих жолобах. По мірі зменшення коефіцієнта тертя, відстань до жолобу, по якому рухаються групи частинок, збільшується. Це дає можливість більш якісно розділяти технологічний матеріал за фракціями по фрикційній ознаці у порівнянні з існуючими сепараторами з одним жолобом. В окремому випадку синусоїдальна крива осьового перерізу поверхні може перетворитися в пряму. Тоді поверхня перетворюється у гвинтовий коноїд, для якого стабілізація руху неможлива. Після початкового розгону частинка зупиняється на деякому віддаленні від його осі.

Список літератури

1. *Черненко В. Д.* Расчет средств непрерывного транспорта. СПб. 2011. 386 с.

2. *Bulgakov V., Pilipaka S., Adamchuk V., Olt J.* Theory of motion of a material point along a plane curve

with a constant pressure and velocity. Agronomy Research, Estonian Agricultural University. 2014. № 12(3). P. 937-948.

3. *Pylypaka S., Klendii M., Nesvidomin V., Trokhaniak V.* Particle motion over the edge of an inclined plane that performs axial movement in a vertical limiting cylinder. Acta Polytechnica. 2019. № 59(1). P. 67-76.

4. *Loveikin V. S., Romesevych Yu. O.* Dynamic optimization of a mine winder acceleration mode. Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu. 2017. № 4. P. 81-87.

5. *Pylypaka S., Klendii M., Klendii O.* Particle motion on the surface of a concave soil-tilling disk. Acta Polytechnica. 2018. № 58(3). P. 201-208.

6. *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.

7. *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.

8. *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. № 22(3). P. 83-92.

9. *Yakovenko A. V.* Shadowing of particle motion by surface roughness. Journal of electron spectroscopy and related phenomena.1995. Том 74. Вып. 3. С. 237-240.

10. *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.

11. *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.

12. *Pylypaka S., Klendii M., Klendii O.* Particle motion over the surface of a rotary vertical axis helicoid. INMATEH – Agricultural Engineering. 2017. Vol. 51. No 1. P. 15-28.

References

1. *Chernenko V. D.* (2011). Calculation of means of continuous transport. SPb. 386.

2. *Bulgakov V., Pilipaka S., Adamchuk V., Olt J.* (2014). Theory of motion of a material point along a plane curve with a constant pressure and velocity. Agronomy Research, Estonian Agricultural University. 12(3). 937-948.

3. Pylypaka S., Klendii M., Nesvidomin V., Trokhaniak V. (2019). Particle motion over the edge of an inclined plane that performs axial movement in a vertical limiting cylinder. Acta Polytechnica. 59(1). 67-76.

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

5. *Pylypaka S., Klendii M., Klendii O.* (2018). Particle motion on the surface of a concave soil-tilling disk. Acta Polytechnica. 58(3). 201-208.

6. *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.

7. *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. F2. 336-345.

8. *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.

9. *Yakovenko A. V.* (1995). Shadowing of particle motion by surface roughness. Journal of electron spectroscopy and related phenomena. 74(3). 237-240.

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

11. *Liaposchenko O., Pavlenko I., Nastenko 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.

12. *Pylypaka S., Klendii M., Klendii O.* (2017). Particle motion over the surface of a rotary vertical axis helicoid. INMATEH – Agricultural Engineering. 51 (1). 15-28.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ЧАСТИЧКИ ПО ШЕРОХОВАТОЙ ПОВЕРХНОСТИ, ОБРАЗОВАННОЙ ВИНТОВЫМ ДВИЖЕНИЕМ СИНУСОИДЫ, ПОД ДЕЙСТВИЕМ СИЛЫ СОБСТВЕННОГО ВЕСА

Т. Н. Волина

Аннотация. В статье составлены дифференциальные уравнения движения частички под действием силы собственного веса по шероховатой поверхности, образованной винтовым движением синусоиды. Синусоида при этом является осевым сечением винтовой поверхности и расположена в вертикальной плоскости. Полученные уравнения решены численными методами, а также построено траектории движения частички по винтовой поверхности. Кроме того, приведены графики изменения скорости движения частички и ее удаления от оси поверхности, в результате чего найдены условия, при которых возможна стабилизация движения частички. Показано, что в общем случае в результате разгона частичка удаляется от оси поверхности и останавливается в одном из ее желобов. Глубина и плотность желобов являются управляемыми с помощью изменения постоянных коэффициентов параметрами. Рассмотрено также частный случай при нулевой глубине желоба, когда синусоида превращается в прямую и частичка движется по поверхности винтового коноида.

Ключевые слова: кривая сечения, синусоида, коэффициент трения, частичка, движение, уравнения.

RESEARCH OF PARTICLE MOVEMENT ON ROUGH SURFACE FORMED BY SCREW MOVEMENT OF SINUSOID UNDER ACTION OF OWN WEIGHT

T. M. Volina

Abstract. The differential equations of particle movement on a rough surface which is formed by the helical motion of a sinusoid under the action of the force of own weight were obtained in the article. The sinusoid is the axial cross-section curve of the helical surface and is located in the vertical plane. The obtained equations were solved by numerical methods and the trajectories of the particle on the helical surface were constructed. In addition, graphs of the change in the particle velocity and its distance from the axis of the surface were found, as a result of which the conditions when stabilization of the particle movement is possible were found. It is shown that in the general case, as a result of acceleration, the particle moves away from the axis of the surface and stops in one of its gutters. The depth and density of the gutters are controlled by changing the constant coefficients parameters. Also, a partial case at zero depths of the gutter, when the sinusoid turns into a straight line and the particle moves on the surface of the helical conoid, were considered.

Key words: cross-sectional curve, sinusoid, coefficient of friction, particle, motion, equation.

Т. М. Воліна ORCID 0000-0001-8610-2208.

Machinery & Energetics. *Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020, Vol. 11, No 3, 195-196*
ISSN 2663-1334 (print), ISSN 2663-1342 (online), www.journals.nubip.edu.ua/index.php/Tekhnica

Зміст

1. Експериментальні дослідження режимів руху крана-маніпулятора з вантажем при суміщені рухів
В. С. Ловейкін, О. О. Сподоба 5-15

2. Терміни ремонтних робіт та прогнозування строків служби контактів розбірного типу за умов неповноти вихідної інформації
С. М. Волошин 17-22

3. Моделювання і розрахунок енергозберігаючих режимів сушіння зернових матеріалів під дією енергетичних полів
В. О. Грищенко 23-29

4. Динамічна модель процесу деформації пружної стійки дискатора
О. В. Козаченко, К. В. Сєдих 31-39

5. Рухомий і нерухомий аксоїди тригранника Френе напрямної кривої на прикладі циліндричної лінії
Т. А. Кресан, С. Ф. Пилипака, В. М. Бабка, Я. С. Кремець 41-48

6. Вплив робочих органів технічних засобів на травмування і якість насіння зернових культур
Д. А. Дерев'янко, В. М. Поліщук, О. Д. Дерев'янко 49-54

7. Оптимізація транспортних процесів в ланцюгах постачань мережі гіпермаркетів «Епіцентр»
О. М. Загурський, Т. С. Жураковська 55-60

8. Моделювання грунтообробно-посівних агрегатів
Т. В. Гайдай 61-66

9. Підвищення довговічності та зносостійкості робочих органів ґрунтообробних машин
К. В. Борак 67-73

10. Фактори, що впливають на виникнення ризику у дорожньому русі
І. О. Колосок 75-80

11. Вплив хімічного складу на теплостійкість конструкційної сталі
Є. Г. Афтанділянц 81-87

12. Обґрунтування допустимого відхилення виконання технологічних операцій в процесі годівлі тварин
В. С. Хмельовський 89-93

13. Інноваційний підхід до оцінки інвестиційного потенціалу автотранспортного підприємства
О. М. Загурський 95-100

14. Аналіз експериментальних досліджень оптимального керування рухом механізмів повороту баштового крана та переміщення візка
В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич, Д. І. Муштин 101-108

15. Оптимізація механізму хитання радіально-поворотного конвеєра за рахунок зниження інерційних навантажень
О. В. Гаврюков, А. М. Кльон 109-114

16. Динамічний розрахунок гвинтового конвеєра із запобіжною муфтою
О. М. Троханяк 115-120

17. Чисельне моделювання як метод дослідження та вдосконалення бокової системи вентиляції в пташнику з традиційним розташуванням витяжних вентиляторів
В. І. Троханяк 121-128

18. Методи оптимізації експлуатаційних витрат на автомобільному транспорті при міжнародних перевезеннях
С. І. Бондарєв 129-133

19. Біотехнологія коферментації цукрових побічних продуктів із типовими сільськогосподарськими субстратами
Є. О. Дворник 135-141

20. Модель стохастичного процесу відновлення працездатності сільськогосподарської машини в безінерційних системах із запізненням
І. Л. Роговський 143-150

21. Методологічні положення технічного рівня використання комплексу сільськогосподарських машин
Л. Л. Тітова, І. М. Ничай 151-162

22. Адаптивність надійності висівного апарата з дозатором направленої дії як напрямок ресурсозбереження
П. С. Попик 163-171

23. Обґрунтування ризик-орієнтованого підходу експлуатації мобільної сільськогосподарської техніки, на прикладі деталей окремих вузлів тракторів
О. В. Войналович, С. М. Голопура 173-179

24 Дискретно-континуальне моделювання та аналіз вимушених коливань (важкого) канату вантажопідйомного механізму крана у процесі його пуску
Ю. В. Човнюк, І. М. Сівак 181-186

25. Дослідження руху частинки по шорсткій поверхні, яка утворена гвинтовим рухом синусоїди, під дією сили власної ваги
Т. М. Воліна 187-194

Machinery & Energetics. *Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020, Vol. 11, No 3, 197-198*
ISSN 2663-1334 (print), ISSN 2663-1342 (online), www.journals.nubip.edu.ua/index.php/Tekhnica

Contents

1. Experimental research of modes of movement of manipulator crane with load at combination of movements
V. S. Loveikin, O. O. Spodoba 5-15

2. Terms of repair works and forecasting of terms of service of contacts of disassembly type in conditions of incomplete of output information
S. M. Voloshin 17-22

3. Modeling and calculation power saving modes grain drying materials under energy fields
V. O. Hryshchenko 23-29

4. Dynamic model of process of deformation of elastic rack of disk cultivator
O. V. Kozachenko, K. V. Siedykh 31-39

5. Moving and fixed axoids of frenet thrihedral of directing curve on example of cylindrical line
T. A. Kresan, S. F. Pylypaka, V. M. Babka, Ya. S. Kremets 41-48

6. Influence of working bodies of technical means on injury and quality of seed of grain crops
D. A. Derevianko, V. M. Polishchuk, O. D. Derevianko 49-54

7. Optimization of transport processes in supply chains of Epicenter Hypermarket Network
O. M. Zagurskiy, T. S. Zhurakovska 55-60

8. Modeling of soil tilling and planting unit
T. V. Gayday 61-66

9. Improvement of total running time and wear resistance of tillage tools
K. V. Borak 67-73

10. Contributing factors that influence on road traffic's risk
I. O. Kolosok 75-80

11. Influence of chemical composition on heat resistance of structural steel
Ye. G. Aftandiliants 81-87

12. Justification of permissible deviation of performance of technological operations in process of feeding animals
V. S. Khmelovskyi 89-93

13. Evaluation of motor transport enterprise investment potential
O. M. Zagurskiy 95-100

14. Analisys of experimental studies of optimal control of tower crane slewing and trolley movement mechanisms
V. S. Loveikin, Yu. O. Romasevych, D. I. Mushtyn 101-108

15. Optimization of rotary conveyor swing mechanism by reducing inertial loads
O. V. Gavryukov, A. M. Klyon 109-114

16. Dynamic calculation of screw conveyor of safety clutch
O. M. Trokhaniak 115-120

17. Numerical simulation as method of research and improvement of side ventilation system in poultry house with traditional ranking of exhaust fans
V. I. Trokhaniak 121-128

18. Optimization methods of operating costs on road transport in international transportation
S. I. Bondariev 129-133

19. Biotechnology of co-fermentation of sugar by-products with typical agricultural substrates
Ye. O. Dvornik 135-141

20. Model of stochastic process of restoration of working capacity of agricultural machine in inertial systems with delay
I. L. Rogovskii 143-150

21. Methodological provisions of technical level of use of complex of agricultural machines
L. L. Titova, I. M. Nichai 151-162

22. Adaptability of reliability of seeding device with dispenser of directed action as direction of resource saving
P. S. Popyk 163-171

23. Justification of risk-based approach of operation of mobile agricultural equipment on example of details of separate units of tractors
O. V. Voynalovich, S. M. Holopura 173-179

24. Discrete-continuous simulation and analysis of forced oscillations of (heavy) rope of crane loading mechanism in its process
Yu. V. Chovnyuk, I. M. Sivak 181-186

25. Research of particle movement on rough surface formed by screw movement of sinusoid under action of own weight
T. M. Volina 187-194

Guidelines for authors (2020)

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 re-production 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), (%, m^3m^{-3} or (%, gg^{-1}), Thermal conductivity ($W\ m^{-1}K^{-1}$).

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*. (2020). 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 11

№ 3

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 21.08.2020 Підписано до друку 21.08.2020
Формат 60×84/16 Папір офсетний.
Наклад 100 прим. Зам. № 0907 від 21.08.2020

Редакційно-видавничий відділ НУБіП України
03041, Київ, пров. Сільськогосподарський, 4.
т. 527-80-49