

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

<http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.04>

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

№ 4

(October – December)

Kyiv – 2020

Editor-in-Chief

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

Editorial Board

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

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

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

Prof. Dainis Viesturs, Latvia University of Agriculture, Latvia

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

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

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

Prof. Henryk Sobczuk, Polish Academy of Sciences, Poland

Prof. Janusz Wojdalski, Warsaw University of Life, Poland

Prof. 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. Wacław 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/machenergy2020.04>

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

№ 4

(жовтень – грудень)

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. № 4. 182 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-Прилипка, д-р техн. наук, проф.; В. М. Булгаков, д-р техн. наук, проф.; В. Д. Войтюк, д-р техн. наук, проф.; І. В. Головач, д-р техн. наук, проф.; Г. А. Голуб, д-р техн. наук, проф.; М. В. Гребченко, д-р техн. наук, проф.; А. В. Жильцов, д-р техн. наук, проф.; М. М. Заблудський, д-р техн. наук, проф.; Н. А. Заєць, д-р. техн. наук, 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. Таширевіч, 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 № 3 від 28 жовтня 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 Periodicals Directory, USJ, BASE, SIS, AGRIS, індексується Google Scholar, RePEc, ResearchBib, MIAR.

Відповідальний за випуск І. Л. Роговський.

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

© Національний університет біоресурсів і
природокористування України, 2020

УДК 621.873

АНАЛІЗ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ОПТИМАЛЬНОГО КЕРУВАННЯ РУХОМ МЕХАНІЗМУ ПЕРЕМІЩЕННЯ ВІЗКА БАШТОВОГО КРАНА

В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич, О. В. Стехно

¹Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття зі спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: lovvs@ukr.net.

Історія статті: отримано – серпень 2020, акцептовано – жовтень 2020.

Бібл. 10, рис. 8, табл. 6.

Анотація. У статті наведено опис лабораторної моделі стрілової системи баштового крана, вимірювально-реєструюче обладнання (датчики, система збору даних, блок живлення тощо), силове керуюче обладнання (частотний перетворювач), програмне забезпечення для збору даних та для керування частотним перетворювачем. Проведено планування експериментів із досліджень оптимального керування руху моделі. Всі експерименти поділено на дві серії: для оптимального за швидкістю керування та для оптимального за інтегральним критерієм керування. Для першої серії експериментів незалежними факторами обрано масу вантажу (варіювалась на трьох рівнях) та довжину гнучкого підвісу (варіювалась на двох рівнях). Для другої серії експериментів було враховано ще один незалежний фактор – тривалість розгону (гальмування) візка. Цей фактор варіювався на трьох рівнях.

Аналіз експериментальних досліджень було проведено за величинами коефіцієнта варіації (відхилення теоретичних та експериментальних даних) та із використанням графічних залежностей. Результати аналізу показали досить високу збіжність отриманих у ході експеримента даних та даних, які були отримані розрахунковим шляхом. Наявні відхилення викликані неточністю задання параметрів системи, неврахуванням всіх значимих факторів, які впливають на рух системи, а також не якісною реалізацією керування під час різких змін швидкості руху візка.

Наведено рекомендації, які дозволять усунути вказані фактори та забезпечити подальше вдосконалення техніки реалізації оптимального керування на практиці.

Ключові слова: баштовий кран, механізм переміщення візка, оптимальне керування, експеримент, коливання вантажу, оцінка.

Постановка проблеми

Одним із факторів, які впливають на ефективність експлуатації баштових кранів є прийоми та методи

керування рухом їх механізмів. У зв'язку з цим практична реалізація оптимального керування дозволяє використати наявні ресурси щодо покращення умов безпеки переміщення вантажів, підвищити продуктивність роботи крана та забезпечити енергоефективність роботи його приводних механізмів.

Практичній реалізації оптимального керування повинні передувати експериментальні дослідження руху механізмів. На сьогоднішній день в умовах швидкого зведення будівельних споруд різного типу та складності, проведення експериментальних досліджень на реальному баштовому крані є доволі складною задачею. Крім того, проведення експериментальних досліджень із використанням реального баштового крана ускладнене через вимоги техніки безпеки, складність монтажу вимірювально-реєструючого обладнання тощо. Тому доцільно проводити експериментальні дослідження із використанням лабораторних моделей. Це питання визначає предмет даного дослідження.

Аналіз останніх досліджень

У роботі [1] розроблено контролер, який дає змогу керувати рухом механізмів повороту та зміни вильоту баштового крана. Тут наведено результати чисельного розрахунку керування та відповідні експерименти. Встановлено, що розроблений підхід дає змогу досить ефективно виконувати керування таким чином, щоб забезпечити мінімальне відхилення траєкторії руху вантажу від заданої траєкторії.

У статті [2] проведено розрахунок оптимальних за швидкістю керувань рухом для моделі баштового крана із чотирма ступенями вільності. У дослідженнях враховано обмеження на рух окремих елементів системи. Експериментально доведено валідність розроблених підходів. Для цього експериментальні дослідження проведені при змінній масі вантажу, при різних положеннях візка на стрілі та при різних довжинах гнучкого підвісу вантажу. Крім того, розроблені у науковій роботі підходи дозволяють усунути коливання вантажу на гнучкому підвісі.

Для того, щоб виконувати ефективне керування такою нелінійною системою як баштовий кран, в якій можуть бути присутні невизначеності (наприклад, стосовно параметрів системи та зовнішніх впливів на неї), у статті [3] пропонується адаптивна схема керування механізмами баштового крана з метою позиціонування вантажу з усуненням його коливань. Описані у роботі експериментальні результати показують, що розроблений підхід є ефективним і забезпечує задовільну робастність керування.

Подібний підхід запропоновано у роботі [4] де кран також розглядається як нелінійний об'єкт керування. У цьому дослідженні для компенсації тертя та інших неврахованих факторів запропоновано використовувати інтегральний копонент у алгоритмі формування керуючого впливу. Експериментальні дослідження, які проведені у лабораторних умовах, підтвердили ефективність теоретичних розрахунків.

У роботі [5] досліджено оптимізацію переміщення візка на стрілі баштового крана та підйом вантажу. Тут також виконана експериментальна перевірка розрахованих оптимальних законів руху механізмів зміни вильоту вантажу та підйому вантажу. Вона показала, що програмне оптимальне керування дозволяє усунути маятникові коливання вантажу на гнучкому підвісі при мінімізації інтегрального оптимізаційного критерію.

Таким чином, проведення експериментальних досліджень є необхідною вимогою для практичної реалізації теоретичних досліджень, оскільки дозволяє встановити фактори, які мають негативний вплив на якість реалізації оптимального керування.

Мета досліджень

Мета дослідження полягає у отриманні рекомендацій щодо якісної реалізації оптимального керування рухом візка механізму зміни вильоту вантажу баштового крана. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі: 1) обрати вимірювально-реєструюче обладнання та розробити програмне забезпечення для проведення експериментів; 2) провести планування експериментальних досліджень; 3) виконати аналіз отриманих даних та вказати рекомендації стосовно реалізації оптимального керування на практиці.

Результати досліджень

Експериментальні дослідження були проведені на існуючій конструкції фізичної моделі стрілової системи баштового крана, яка знаходиться у лабораторії динаміки машин кафедри конструювання машин і обладнання Національного університету біоресурсів і природокористування України (рис. 1) [5]. Приводна лебідка встановлена на лабораторній моделі і складається із асинхронного електродвигуна із короткозамкненим ротором 4AA56B4Y3, двоступеневого циліндричного редуктора та канатного барабану радіусом 6,5 см.



a)



б)

Рис. 1. Зовнішній вигляд лабораторної моделі: а) стріла; б) лебідка з приводом.

Fig. 1. Appearance of lab installation: a) boom; b) winch with drive.

Для проведення експериментальних досліджень виконано підбір та змонтовано необхідне обладнання, що дозволить здійснювати керування асинхронним електродвигуном при прямому та частотно-керованому пуску (рис. 2).

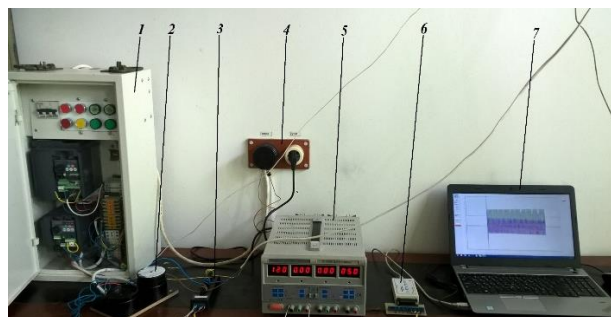


Рис. 2. Зовнішній вигляд обладнання для проведення експериментів.

Fig. 2. Appearance of equipment for lab researches.

На рис. 2 зображено наступні елементи: 1 – щиток з частотними перетворювачами (FR-E700-060-EC [6]); 2 – вилка живлення електродвигуна механізму зміни вильоту вантажу; 3 – датчик струму (MICRO SWITCH FREEPORT CSLA1SD 1314 MEX); 4 – мережа живлення електрообладнання (220 та 380 В); 5 – лабораторний блок живлення (HYELEC HUA YI ELECTRONICS DC POWER SUPPLY HY3003M-3); 6 – пристрій збору даних (m-DAQ 14); 7 – персональний

комп'ютер із відповідним програмним забезпеченням (m-DAQ 14 Reader v 1.2).

Для визначення швидкості переміщення вантажного візка використовувався енкодер лінійного переміщення ENC Autonics [7], який встановлено на вантажному візку таким чином, щоб одне з його коліс торкалося полиці кутника, по який безпосередньо відбувається переміщення візка (рис. 3, а).

Кут відхилення від вертикалі закріпленого на гнучкому підвісі вантажу визначено за допомогою енкодера кутового переміщення MOL-40 Megatron [8] (рис. 3, б).



а)



б)

Рис. 3. Зовнішній вигляд енкодерів: а) для вимірювання переміщення візка; б) для вимірювання коливань закріпленого на гнучкому підвісі вантажу.

Fig. 3. Appearance of encoders: a) for trolley position; b) for load oscillations.

Реалізація оптимальних режимів пуску системи виконана за допомогою розробленого програмного забезпечення «Optimal control of derricking mechanism of tower crane» (рис. 4).

Зв'язок між персональним комп'ютером та частотним перетворювачем відбувається за допомогою відповідного СОМ-порту [9]. Від персонального комп'ютера до частотного перетворювача із певною послідовністю відбувається надходження відповідних керуючих сигналів, котрі призводять до того, що змінюється частота і амплітуда напруги живлення електродвигуна, а це призводить до зміни величини його кутової швидкості.

Запропоновано дослідити вплив тривалості розгону до усталеної швидкості руху візка t_1 , довжини гнучкого підвісу вантажу L і маси вантажу m_2 на якість

відпрацювання оптимального керування механізмом. Для задачі оптимальної швидкодії руху візка з вантажем [10] виконувалось варіювання лише двох факторів: довжини гнучкого підвісу L та маси закріпленого вантажу m_2 (табл. 1). Це зумовлено тим, що тривалість розгону t_1 визначається у ході розв'язання задачі оптимальної швидкодії.

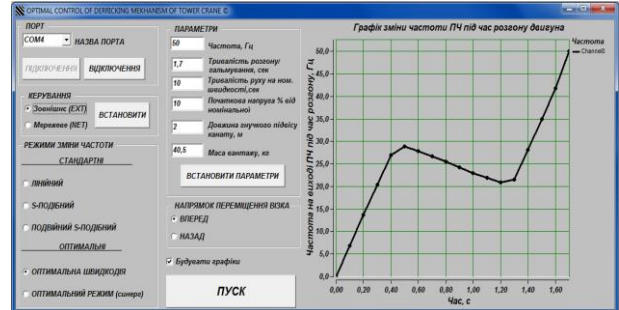


Рис. 4. Інтерфейс програми для керування рухом лабораторної установки.

Fig. 4. Interface of the developed software for control of lab installation movement.

Таблиця 1. План експериментів при реалізації оптимальної швидкодії руху установки.

Table 1. Plan of the experiments for optimal duration implementation of installation movement.

Довжина гнучкого підвісу вантажу, м	1,2			2		
Маса вантажу, кг	13	27	40,5	13	27	40,5
Номер експерименту	1	2	3	4	5	6

Для дослідження оптимального керування при мінімізації середньоквадратичної величини рушійного зусилля план повнофакторного експерименту представлено у табл. 2.

Таблиця 2. План експериментів при реалізації оптимального керування за інтегральним критерієм.

Table 2. Plan of the experiments for optimal integral criterion implementation.

Довжина гнучкого підвісу вантажу, м	1,2			2		
Тривалість розгону, с	1,7					
Маса вантажу, кг	13	27	40,5	13	27	40,5
Номер експерименту	1	2	3	4	5	6
Тривалість розгону, с	2,2					
Маса вантажу, кг	13	27	40,5	13	27	40,5
Номер експерименту	7	8	9	10	11	12
Тривалість розгону, с	2,7					
Маса вантажу, кг	13	27	40,5	13	27	40,5
Номер експерименту	13	14	15	16	17	18

Кожен експеримент проводився у трикратній повторюваності.

Проведемо аналіз амплітуд відхилення канату із закріпленим вантажем від вертикалі при різних режимах руху системи «візок-вантаж» механізму зміни вильоту вантажу.

Наведемо значення амплітуд відхилення канату із закріпленим вантажем від вертикалі при реалізації оптимальної швидкодії системи «візок-вантаж» механізму зміни вильоту вантажу (табл. 3).

Таблиця 3. Амплітуди коливань вантажу при реалізації оптимальної швидкодії, град.

Table 3. Amplitudes of load oscillations during optimal duration control, deg.

Номер експерименту	1	2	3	4	5	6
Етап руху:						
- пуск	2,7	3,4	2,8	2,8	3,0	2,2
- гальмування	2,6	4,0	3,0	3,8	3,4	2,7
- після зупинки візка	0,8	0,8	0,6	1,2	0,6	0,5

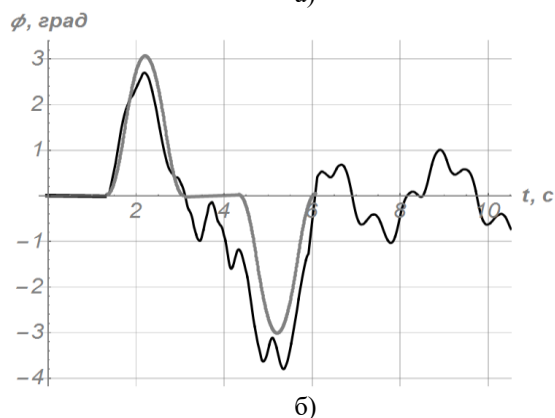
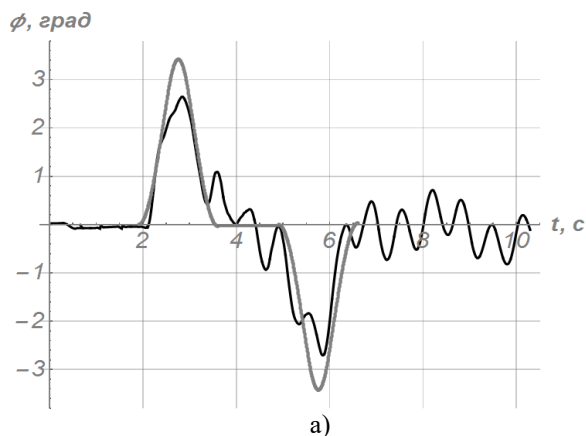


Рис. 5. Графічні залежності відхилення канату із вантажем від вертикалі при реалізації оптимальної швидкодії руху установки для експериментів: а) №1; б) №4.

Fig. 5. Plots of load deviation under implementation of optimal duration control of the installation for experiments: а) №1; б) №4.

Наведемо також графічні залежності відхилення канату із вантажем від вертикалі для експериментів №1 та №4 для теоретичних (сіра крива) та експериментальних (чорна крива) даних (рис. 5).

Спостерігаються не суттєві відхилення експериментальних значень у порівнянні із теоретичними, особливо під час перехідного процесу гальмування (рис. 5). Значення коефіцієнта варіації амплітуд відхилення канату з вантажем для серій всіх експериментальних досліджень знаходиться у діапазоні від 2,8 до 26,5 % – для розгону та 8,8...23,1 % – для режиму гальмування.

Наведемо аналогічні результати для експериментальних досліджень із реалізації оптимального за інтегральним критерієм керування (табл. 4).

Таблиця 4. Амплітуди коливань вантажу при реалізації оптимального за інтегральним критерієм керування, град.

Table 4. Amplitudes of load oscillations during optimal by integral criterion control, deg.

Номер експерименту	1	2	3	4	5	6
Етап руху:						
- пуск	2,8	3,0	2,5	2,4	2,4	3,6
- гальмування	3,4	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0
- після зупинки візка	0,5	0,6	0,5	0,8	0,7	1,1
Номер експерименту	7	8	9	10	11	12
Етап руху:						
- пуск	2,4	1,9	2,4	2,4	2,2	2,8
- гальмування	2,9	1,7	2,4	2,6	2,8	3,0
- після зупинки візка	0,6	0,6	0,4	0,8	0,8	0,8
Номер експерименту	13	14	15	16	17	18
Етап руху:						
- пуск	2,2	2,2	2,0	2,0	2,0	2,0
- гальмування	2,4	2,1	2,6	2,4	2,0	2,4
- після зупинки візка	0,5	0,3	0,3	0,5	0,5	0,5

Збільшення тривалості розгону системи «візок-вантаж» від 1,7 до 2,7 секунд не суттєво впливає на мінімізацію амплітуди відхилення канату із закріпленим вантажем, однак може призводити до зниження продуктивності роботи крана, що є небажаним.

Наведемо порівняльні графічні залежності відхилення канату від вертикалі для деяких експериментальних досліджень (рис. 6).

Для тривалості розгону 1,7 с, значення коефіцієнта варіації розбіжності теоретичних та експериментальних значень амплітуд коливань вантажу для режиму пуску знаходиться у діапазоні 3,2...17,2 %, а для режиму гальмування в діапазоні 3,2...28,1 %.

Аналогічні показники для тривалості розгону 2,2 с становлять: 0,5...20,8 % – для режиму розгону і 4,1...25,9 % – для режиму гальмування. У випадку, коли тривалість розгону становить 2,2 с отримано такі значення коефіцієнта варіації: 0...9,0 % – для режиму розгону, 0...16,6 % – для режиму гальмування.

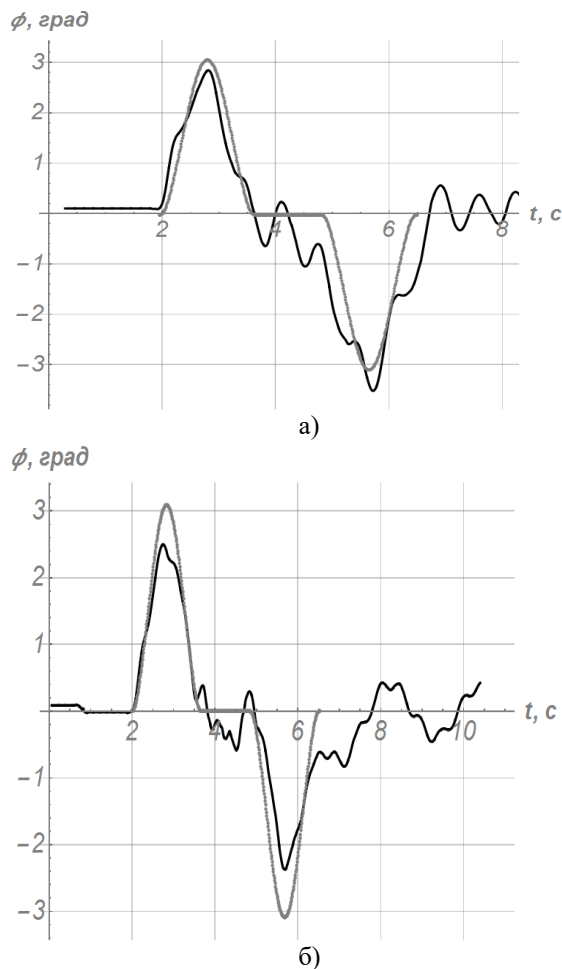


Рис. 6. Графічні залежності відхилення канату із вантажем від вертикалі при реалізації оптимального за інтегральним критерієм керування для експериментів: а) №1; б) №3.

Fig. 6. Plots of load deviation under implementation of optimal integral criterion control for experiments: а) №1; б) №3.

На величину отриманих розбіжностей можуть впливати наступні фактори: неточність задання значень деяких параметрів системи (маси вантажу, довжини гнучкого підвісу тощо), неякісна реалізація оптимального режиму розгону та гальмування, невраховані у моделі фактори (тертя, нерівність шляху, по якому рухається візок, коливання вантажу як подвійного маятника (рис. 5, 6) тощо).

Проведемо аналіз експериментальних даних швидкості переміщення вантажного візка. Для оптимального за швидкістю керування наведемо графічні залежності (рис. 7).

Із аналізу представлених графічних залежностей (рис. 7), спостерігається доволі якісна практична реалізація оптимального за швидкістю керування.

Значення коефіцієнтів варіації розбіжності теоретичних та експериментальних даних для цих дослідів наведені у табл. 5.

Для реалізованих оптимальних за інтегральним критерієм керувань графічні залежності швидкості переміщення візка представлені на рис. 8.

Для цих досліджень було розраховано величини коефіцієнтів варіації, які вказують відхилення теоретичних та експериментальних даних (табл. 6).

Розраховані показники коефіцієнтів варіації не перевищують 29,5%, а це говорить про доволі якісну реалізацію оптимальних режимів руху системи «візок-вантаж» механізму зміни вильоту вантажу. На відхилення теоретичних та експериментальних даних впливає низка факторів, які були вказані раніше.

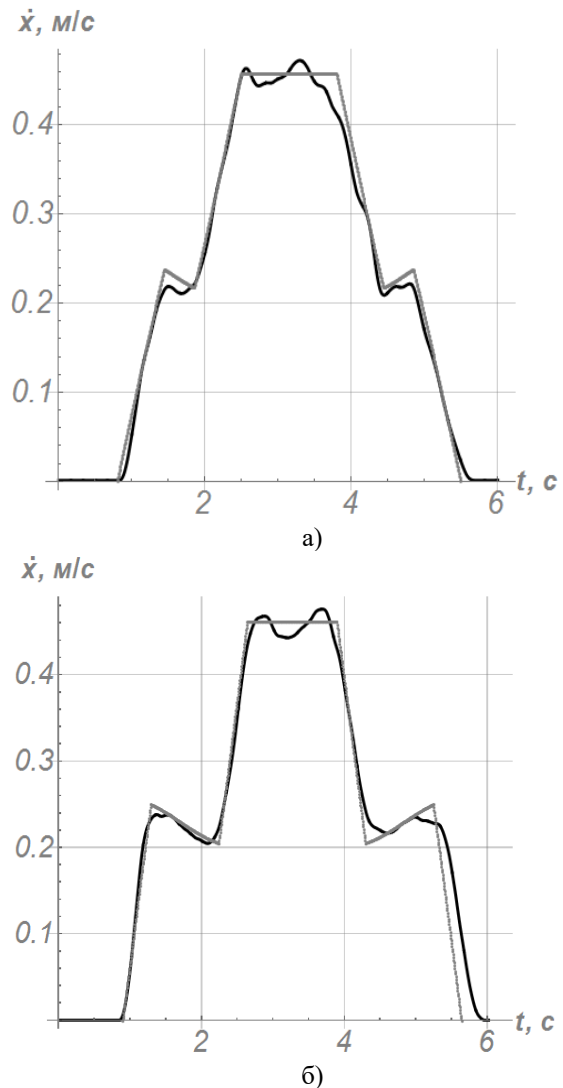


Рис. 7. Графічні залежності швидкості руху візка при реалізації оптимального за швидкістю керування для експериментів: а) №1; б) №4.

Fig. 7. Plots of trolley velocity under implementation of optimal duration control for experiments: а) №1; б) №4.

Таблиця 5. Коефіцієнти варіації теоретичних та експериментальних даних при оптимальному за швидкістю керування, %.

Table 5. Coefficients of variation of theoretical and experimental data under optimal duration control, %.

Номер експерименту	1	2	3	4	5	6
Етап руху:						
- пуск	8,3	4,3	11,9	2,1	1,1	1,2
- гальмування	13,1	16,1	16,6	10,6	8,3	11,8

6. 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 01.10.2020).

7. ENC Series. Wheel type of Incremental Encoder URL: <https://www.autonicsonline.com/image/pdf/ENC.pdf> (дата звернення 01.10.2020).

8. Data Sheet for Angle Sensors. Optical Encoders Series MOL40 URL: https://www.megatron.de/fileadmin/user_upload/Datenblaetter/Winkelsensoren/Optische_Drehgeber/DS_MOL40_en.pdf (дата звернення 01.10.2020).

9. Ying Bai. The windows serial port programming handbook. CRC Press LLC. 2005. 824 p.

10. Romacevych Y., Loveikin V., Stekhno O. Closed-loop optimal control of a system Trolley - Payload. UPB Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering. 2019. Vol. 81. Issue 2. P. 3-12.

References

1. Bock M., Kugi A. (2014). Real-time Nonlinear Model Predictive Path-Following Control of a Laboratory Tower Crane. IEEE Transactions on Control Systems Technology. 22(4). 1461-1473. doi: 10.1109/tcst.2013.2280464.

2. Liu Z., Yang T., Sun N., Fang Y. (2019). An Antiswing Trajectory Planning Method with State Constraints for 4-DOF Tower Cranes: Design and Experiments. IEEE Access. 1-1. doi: 10.1109/access.2019.2915999.

3. Sun N., Fang Y., Chen H., Lu B., Fu Y. (2016). Slew/Translation Positioning and Swing Suppression for 4-DOF Tower Cranes With Parametric Uncertainties: Design and Hardware Experimentation. IEEE Transactions on Industrial Electronics. 63(10). 6407-6418. doi: 10.1109/tie.2016.2587249.

4. Sun N., Wu Y., Chen H., Fang Y. (2019). Antiswing Cargo Transportation of Underactuated Tower Crane Systems by a Nonlinear Controller Embedded With an Integral Term. IEEE Transactions on Automation Science and Engineering. 1-12. doi: 10.1109/tase.2018.2889434.

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. 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 (дата звернення 01.10.2020).

7. ENC Series. Wheel type of Incremental Encoder URL: <https://www.autonicsonline.com/image/pdf/ENC.pdf> (дата звернення 01.10.2020).

8. Data Sheet for Angle Sensors. Optical Encoders Series MOL40 URL: https://www.megatron.de/fileadmin/user_upload/Datenblaetter/Winkelsensoren/Optische_Drehgeber/DS_MOL40_en.pdf (дата звернення 01.10.2020).

9. Ying Bai. (2005). The windows serial port programming handbook. CRC Press LLC. 824.

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

АНАЛІЗ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ ОПТИМАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ МЕХАНИЗМА ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ТЕЛЕЖКИ БАШЕННОГО КРАНА В. С. Ловеikin, Ю. А. Ромасевич, А. В. Стехно

Аннотация. В статье приведено описание лабораторной модели стреловой системы башенного крана, измерительно-регистрирующее оборудование (датчики, система сбора данных, блок питания и т.п.), силовое управляющее оборудование (частотный преобразователь), программное обеспечение для сбора данных и для управления частотным преобразователем. Проведено планирование экспериментов по исследованию оптимального управления движением модели. Все эксперименты разделены на две серии: для оптимального по быстродействию управления и для оптимального по интегральному критерию управления. Для первой серии экспериментов независимыми факторами выступали масса груза (варьировалась на трех уровнях) и длина гибкого подвеса (варьировалась на двух уровнях). Для второй серии экспериментов учтен еще один независимый фактор – длительность разгона (торможения) тележки. Этот фактор варьировался на трех уровнях.

Анализ экспериментальных исследований было проведено по значениям коэффициента вариации (отклонения теоретических и экспериментальных данных) и с использованием графических зависимостей. Результаты анализа показали достаточно высокую сходимость полученных в ходе эксперимента данных и данных, которые были получены расчетным путем. Имеющиеся отклонения вызваны неточностью задания параметров системы, неучтенностью всех значимых факторов, влияющих на движение системы, а также некачественной реализацией управления при резких изменениях скорости движения тележки.

Приведены рекомендации, которые позволят устранить указанные факторы и обеспечить дальнейшее совершенствование техники реализации оптимального управления на практике.

Ключевые слова: башенный кран, механизм перемещения тележки, оптимальное управление, эксперимент, колебания груза, оценка.

ANALYSIS OF EXPERIMENTAL STUDIES OF OPTIMAL CONTROL OF TOWER CRANE TROLLEY MOVEMENT MECHANISM

V. S. Loveikin, Yu. O. Romasevych, O. V. Stekhno

Abstract. The article describes the laboratory model of the tower crane boom system, measuring and recording equipment (sensors, data collection system, power supply, etc.), power control equipment (frequency inverter), and software for data collection and for the frequency inverter control. Planning of experiments for investigation of

optimal control of lab model movement was carried out. All experiments are divided into two series: for time optimal control and for control optimal by the integral criterion. For the first series of experiments, the weight of the load (has been varied at three levels) and the length of the flexible suspension (has been varied at two levels) acted as independent factors. For the second series of experiments, one more independent factor was taken into account – the duration of the trolley acceleration (deceleration). This factor has been varied at three levels.

The analysis of experimental studies was carried out in terms of variation indicators (deviation of theoretical and experimental data) and graphical dependencies. The results of the analysis showed a sufficiently high convergence of the data obtained during the experiments with those that were obtained by calculation. The existing deviations are caused by the inaccuracy of setting the parameters of the system, the failure to take into account all the significant factors affecting the movement of the system, as well as poor-quality implementation of control with rapid changes in the speed of the trolley movement.

Recommendations are given that will eliminate the described factors and ensure further improvement of the technique for implementing optimal control in practice.

Key words: tower crane, trolley movement mechanism, optimal control, experiment, load oscillations, evaluation.

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

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

О. В. Стехно ORCID 0000-0002-7285-6508.

УДК 621.664: 669.01(075)

MODELLING OF STRUCTURE FORMING IN STRUCTURAL STEELS

Ye. G. Aftandilants

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

Speciality of article: 131 – applied mechanics.

Corresponding author: afteyev@yahoo.com.

Article history: Received – August 2020, Accepted – October 2020.

Bibl. 19, fig. 19, tabl. 0.

Abstract. The study showed that the influence of alloying elements on the secondary structure formation of the steels containing from 0.19 to 0.37 wt. % carbon; 0.82-1.82 silicon; 0.63-3.03 manganese; 1.01-3.09 chromium; 0.005-0.031 nitrogen; up to 0.25 wt.% vanadium and austenite grain size is determined by their change in the content of vanadium nitride phase in austenite, its alloying and overheating above t_{ac3} , and the dispersion of ferrite-pearlite, martensitic and bainitic structures is determined by austenite grain size and thermal kinetic parameters of phase transformations. Analytical dependencies are defined that describe the experimental data with a probability of 95% and an error of 10% to 18%.

An analysis results of studying the structure formation of structural steel during tempering after quenching show that the dispersion and uniformity of the distribution of carbide and nitride phases in ferrite is controlled at complete austenite homogenization by diffusion mobility and the solubility limit of carbon and nitrogen in ferrite, and secondary phase quantity in case of the secondary phase presence in austenite more than 0.04 wt. %. Equations was obtained which, with a probability of 95% and an error of 0.7 to 2.6%, describe the real process.

Key words: structural steel, chemical composition, heat treatment, austenite, ferrite, perlite, martensite, bainite, phase transformations.

Introduction

The structural steel main operational properties are structurally sensitive. They depend on the characteristics of the structure that are formed during the casting solidification, their subsequent cooling and recrystallization in the solid state during heat treatment.

The primary structure parameters determine such important elements of the secondary structure as the dispersion and distribution of non-metallic inclusions, as well as the dispersion and distribution of segregation of alloying elements and impurities [1]. However, the main contribution to the formation of the secondary structure is made by the influence of alloying elements, impurities, modifiers, the type and conditions of heat treatment on the thermokinetic parameters of the secondary phase transformations and the decomposition kinetics of the

supersaturated solid solution.

In the case of structural low- and medium-alloy steels, the formation of the casting structure during heat treatment can be carried out by diffusion pearlitic, diffusion-free martensitic, or mixed bainitic transformations and decomposition of a supersaturated solid solution. Structural quantitative characteristics are determined by the laws of nucleation of centers of new phases and their growth, in this case. These parameters were studied in studies [2-12].

Alloying elements and modifiers affect to nucleation rate of ferrite centers during pearlitic transformation [6, 8] and the growth rate of perlite [10, 15] as a result of changes of austenite stability to supercooling, specific energy of the interface, diffusion activation energy and degree of crystal structure defectiveness matrices.

It follows from the foregoing that, for all heat treatment types, structure formation in low- and medium-alloy structural steels is significantly affected by changes of alloying elements of parameters such as austenite grain size, its stability to supercooling, chemical interaction of elements, their solubility and diffusion mobility in solid solution, the defectiveness of the matrix crystal structure.

A lot of researches has been devoted to studying the influence of alloying elements, modifiers, and impurities on these parameters and their effect on the structure formation process [2-5, 10, 13, 14, 15]. However, the bulk of research covers dual and triple alloying systems. This excludes quantitative analytical forecasting of the influence of alloying elements, modifiers and impurities on the process of structure formation and structure characteristics in multicomponent industrial structural steels.

Formulation of problem

Based on the well-known conditions of the theory of alloying and modification [2-5, 13, 14], we can only qualitatively determine the direction of their influence on the structure formation process. Achieving the required steel structure requires experimental substantiation of the steel chemical composition, the type and thermal temporal conditions of their heat treatment.

Great theoretical and practical interest to conduct

researches in direction of determination of the possibility of analytical prediction of the main structure characteristics for various types and thermal conditions heat treatment because it is absence of systematic studies of the relationship between the activity of alloying elements, modifiers and impurities and the process of structure formation in low- and medium-alloy structural steels.

The advantage of this approach to the problem is a significant reduction in the number of difficult to determine and controlled factors.

Analysis of recent research results

The formation of the required of the properties and operational characteristics of steels is achieved by alloying and modifying elements to reduce the structural heterogeneity of steel, increase the strength properties of the solid solution and the degree of dispersion hardening of the metal.

The secondary phase precipitation is the most effective hardening of such hardening mechanisms as the effect of elements on the strength of the solid solution, the density of dislocations, grain-boundary and dispersion hardening [16].

The main task of alloying and modification is to ensure dispersed and uniform second phase precipitation during heat treatment from the point of view of increasing strength. This is achieved as a result of the structure dispersion for account of increasing of alloying of austenite stability to supercooling, a decreasing activity and diffusion mobility of carbon, and a change of the type and crystallographic parameters of the carbide phase.

The performed analysis shows that for the complex formation of a favorable ratio of a high level of strength and plastic properties of steels with a minimum consumption of alloying elements, the chemical composition of the steel, the modification and heat treatment regimes should ensure dispersion of all structural elements.

In connection with the foregoing, it is necessary to study the effect of alloying and modifying elements, heat treatment regimes, thermodynamic and kinetic parameters of phase transformations on the laws of structure formation and characteristics of dissolution and precipitation of secondary phases in solid solution.

Purpose of research

The article presents a method for solving the problem of eliminating the oscillations of the load on the articulated suspension during the simultaneous movement of the two links of the boom system, namely the lifting of the handle and reducing the departure of the telescopic section.

Results of research

Austenitic structure. After the austenite formation austenite grains increase during further heating or isothermal aging. A result analysis of the works devoted to thermodynamics, kinetics, and the structure of grain

boundaries [17-19] shows that the speed of movement of grain boundaries is mainly associated with two integral factors: a change in the free energy of the system and the efficiency of interaction of grain boundaries with atoms of elements in a solid solution and particles of the secondary phase.

Based on the above assumptions, we determined the quantitative regularity of the factor influence such as the content of elements in the solid solution (C, Si, Mn, Cr, V_a, N_a), steel overheating above the temperature of the end of austenite formation (Δt), and the content of the nitride-vanadium phase in austenite (q_{VNa}) on the dispersion of the austenitic structure (D_{aust}) in the temperature range from 900 to 1050 °C after exposure 2 hours.

The quantitative regularity of such an influence has the following form:

$$D_{aust} = 24,7 \cdot 410 \cdot q_{VNa} - 132 \cdot C \cdot Si + 24,2 \cdot C \cdot Mn + 11210 \cdot C \cdot N_a + 15,2 \cdot Si \cdot Cr - 326 \cdot Si \cdot V_a + 2589 \cdot Si \cdot N_a + 0,0529 \cdot Si \cdot \Delta t + 410 \cdot Si \cdot q_{VNa} - 1,76 \cdot Mn \cdot Cr - 0,0158 \cdot Mn \cdot \Delta t + 420 \cdot Cr \cdot V_a - 4494 \cdot Cr \cdot N_a - 546 \cdot q_{VNa} \cdot Cr - 2,31 \cdot \Delta t \cdot V_a + 1,02 \cdot 10^{-3} \cdot \Delta t^2 + 3048 \cdot q_{VNa}^2 + 3,71 \cdot \Delta t \cdot q_{VNa}, \quad (1)$$

$$R = 0.942; \delta = 18\%; F_c = 54,9 > F_T = 1.8.$$

where: R is the multiple correlation coefficient; δ - the average relative error of approximation; F_p , F_T are the estimated and tabulated values of the Fischer's criterion.

The established regularity (1) makes it possible to differentiate the effect of the steel chemical composition associated with solid-state action and a change of secondary phase quantity in austenite at various degrees of its overheating. The calculation results show that the combination of initial factors is such that alloying of 20KhGSL steel by C, Mn, Cr, V leads to dispersion, while by nitrogen and silicon lead to an increase of the austenite grain of structural steels under the studied conditions (fig. 1).

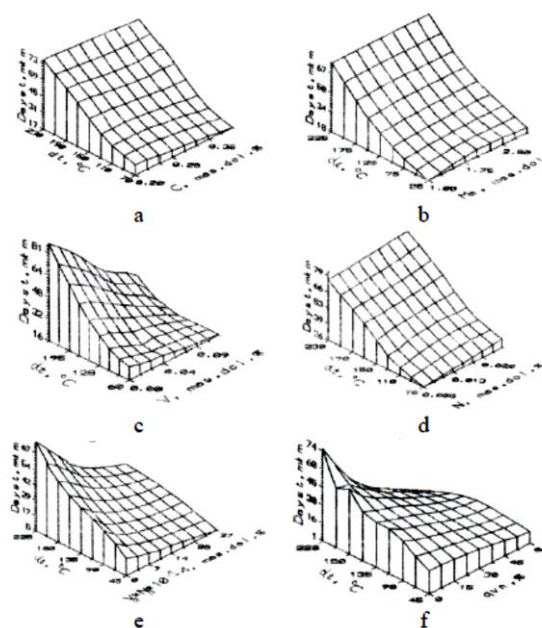


Fig. 1. The influence of the carbon (a), manganese (b), vanadium (c), nitrogen (d), vanadium and nitrogen in austenite (e), vanadium nitrides in austenite (f) on austenite grain sizes.

The base steel contains (wt.%) 0.2C, 1Si, 1Mn, 1Cr.

The nitrogen and silicon abnormal effect is associated with a change of the carbon thermodynamic activity. Nitrogen and vanadium substantially grind of the austenitic structure upon joint alloying of both solid solution and in the form of a secondary phase.

Comparing the solid solution action of alloying elements with the influence of the nitride-vanadium phase, it should be noted that with increasing overheating, the effectiveness of the influence of elements dissolved in austenite decreases, and the effect of the nitride-vanadium phase is characterized by a different pattern. Figure 1 data show that when the content of the nitride-vanadium phase in austenite is up to 30% (of its maximum possible quantity), overheating above t_{ac3} up to 135 °C leads to a slight coarsening of the austenite grains, the sizes of which is subsequently stabilized by vanadium nitrides and practically does not change.

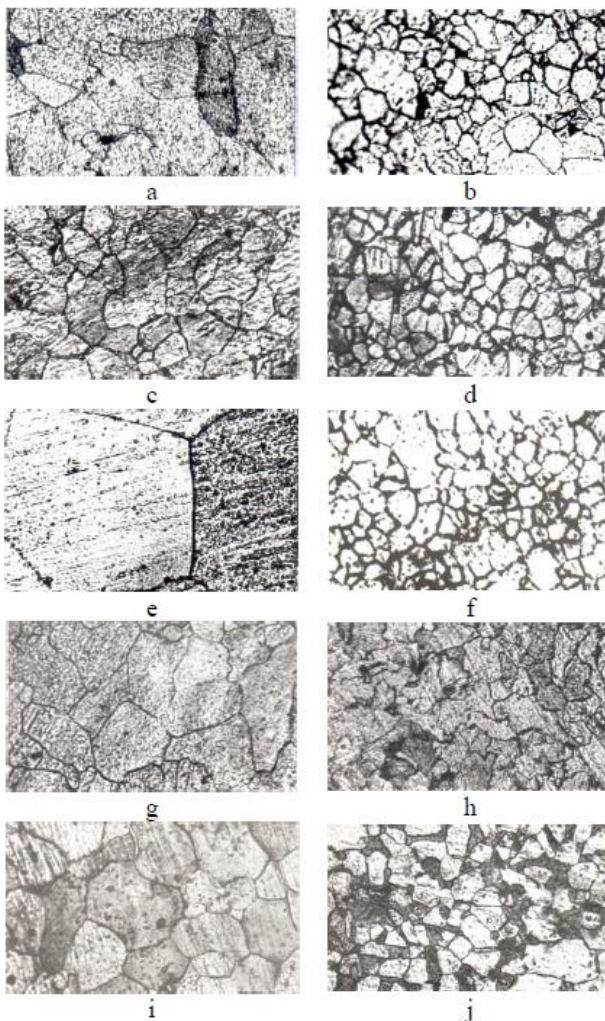


Fig. 2. Austenite grains of the steels 20KhGSL (a), 20KhGSAFL (b), 40KhGSL (c), 40KhGSAFL (d), 20KhGS3L (e), 20KhGS3AFL (f), 20KhG3SL (g), 20KhG3SAFL (h), 20Kh3GSL (i), 20Kh3GSAFL (j), after holding during 2 hours at 950 °C.

Magnification 500 times.

It should be noted that with increasing heating temperature, the nitrogen and vanadium dispersing effect increases. Alloying steel by nitrogen and vanadium and obtaining a sufficient quantity of nitride-vanadium phase (at least 30%) is an effective method of increasing the

structural steel uniformity, stabilizing and dispersing of austenite grains. At the same time, by targeted alloying of steels containing nitrogen and vanadium, it is possible to enhance or weaken the effect of nitrogen and vanadium, since steel alloying by silicon leads to an increasing, and carbon, manganese, and chromium to a decreasing of the nitride-vanadium phase quantity in austenite. Examples of the element effect on the nitrogen and vanadium dispersant effect are shown in fig. 2.

It should be noted the significant influence of the quantity of alloying elements in steel. For example, a change in the chemical composition of base steel from 20KhGSL to 30Kh2G2S2L leads not only to a change in efficiency, but also to the direction of the alloying effect on the dispersion of austenite grain. Calculations show that in this case, the carbon influence increases, the nitrogen action direction changes, and the effect of silicon, manganese, chromium, and vanadium becomes extreme. Alloying by chromium to 2.4% and vanadium to 0.1% leads to a decreasing, and subsequently to 3% and 0.2%, respectively, to an increasing of the austenite grain size. Silicon and manganese have the opposite effect with maximum efficiency at 2.4% of the quantity of each element in steel.

Ferrite-pearlite structure. Accept to attention that the ferrite-pearlite structure grain size (D_{fp}) depends from the dispersion of the austenitic structure (D_{aust}) and the thermokinetic parameters of $\gamma \rightarrow \alpha + \text{pearlite}$ transformation, we determined the quantitative laws of this effect. Multiple correlation analysis shows that the considered factors influence to grain size of the ferrite-pearlite structure as follows.

$$D_{fp} = 1,27 \cdot D_{aust} - 20,3 - 0,654 \cdot t_{ar1} + 0,661 \cdot t_{ar3} - 5,75 \cdot \tau_r, \quad (1)$$

$$R = 0,901; \delta = 16,9\%; F_p = 21,7 > F_T = 2,9, \quad (2)$$

where t_{ar3} , t_{ar1} and τ are start and finishing temperature, and duration of diffusion austenite dissolution, respectively.

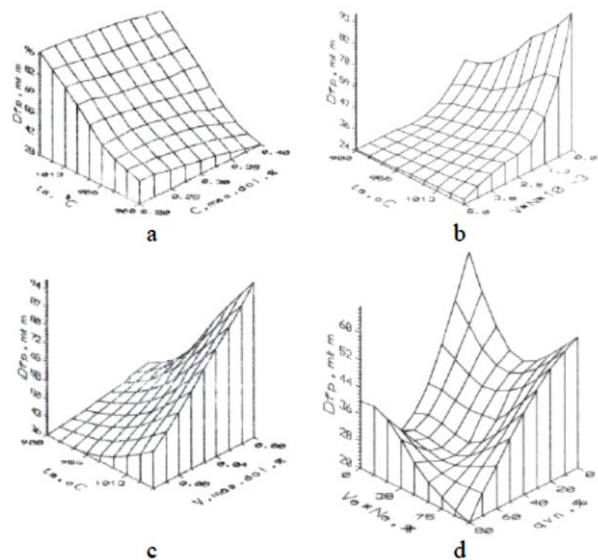


Fig. 3. The influence of the carbon (a), vanadium and nitrogen (b), vanadium (c), vanadium and nitrogen, in austenite, vanadium nitrides in austenite (d) on ferrite – pearlite grain sizes.

The base steel contains (wt.%) 0.2C, 1Si, 1Mn, 1Cr.

The formula 2 analyses shows that the ferrite-pearlite structure dispersion occurs with an increasing of carbon, manganese, chromium, vanadium and nitrogen quantity in steel, and enlargement - silicon. The element effect laws are shown on fig. 3 at different temperatures of austenitizing heating (t_a) and cooling at a rate of 40 °C/min.

The established regularity shows that on the ferrite-pearlite structure grain size the element effect is associated not only with their content in steel, but also with the temperature of austenitic heating. The elements can be arranged in the following sequence: Mn, Cr, C, V, N according with the specific efficiency of grinding the structure after heating to 900 °C, and -Cr, Mn, C, V, N after heating to 1050 °C.

Fig 3 data show that the joint alloying of steel by nitrogen and vanadium leads to their almost additive effect and is the most significant in the alloying systems considered. Moreover, the maximum dispersing effect is observed when about 50% of nitrogen and vanadium are dissolved in austenite and their same content in the form of vanadium nitrides (fig. 3d).

On fig. 4, 5 are shown the examples of element effect on the ferrite-pearlite structure dispersion.

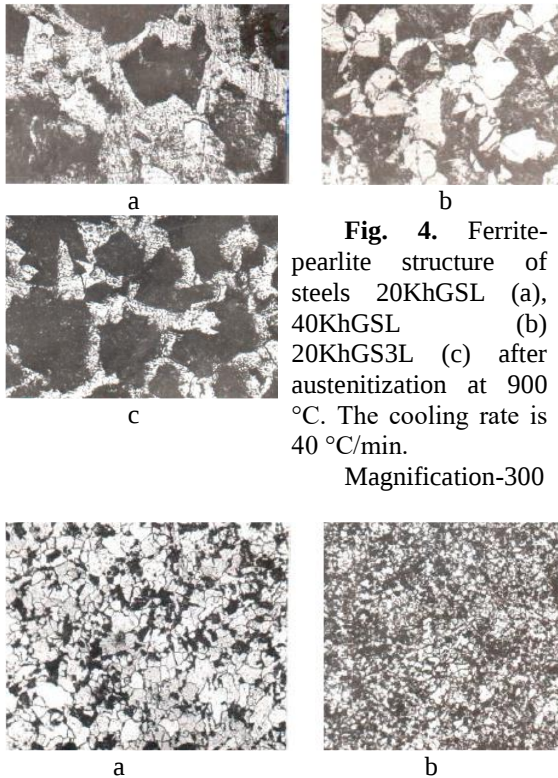


Fig. 4. Ferrite-pearlite structure of steels 20KhGSL (a), 40KhGSL (b) 20KhGS3L (c) after austenitization at 900 °C. The cooling rate is 40 °C/min. Magnification-300

Fig. 5. Ferrite-pearlite structure of steels 20KhGSL (a) and 20KhGSAFL (b) after austenitization at 900 °C. The cooling rate is 40 °C/min. Magnification-100

Martensitic structure. The martensitic transformation is a diffusionless transition of austenite to a supersaturated solid solution of carbon ferrite. Martensite crystals grow within the original austenitic grain. However, their length is determined not only by the dispersion of the austenitic structure, but also by the presence of defects in the crystal structure, since it is known that an increase in imperfections in the crystal structure leads to dispersion of the martensitic structure [10].

Consequently, the effect of the chemical composition of steel on the dispersion of the martensitic structure should be associated with a change of the austenite grain size and the development of crystal structure defects. Assuming that the number of defects in the crystalline structure of a solid solution is proportional to the content of alloying elements and secondary phases in it, we determined the law of such an effect on the dispersion of the martensitic structure of structural steels. The integral characteristic of the martensitic structure was the length of the martensite needles (l_m).

Mathematical analysis showed that the dispersion of the martensitic structure with a probability of 95% is determined by the austenite grain size (D_{aust}) and the nitrogen content (N_a) in it.

$$l_m = 3,8 + 0,856 \cdot D_{aust} - 298 \cdot N_a, \quad (3)$$

$$R = 0,99; \delta = 10,3\%; F_p = 655 > F_T = 3,4,$$

The formula 3 analysis shows that alloying of 20KhGSL steel by carbon, chromium and vanadium leads to dispersion, and silicon, manganese to the enlargement of the martensitic structure (Fig. 6).

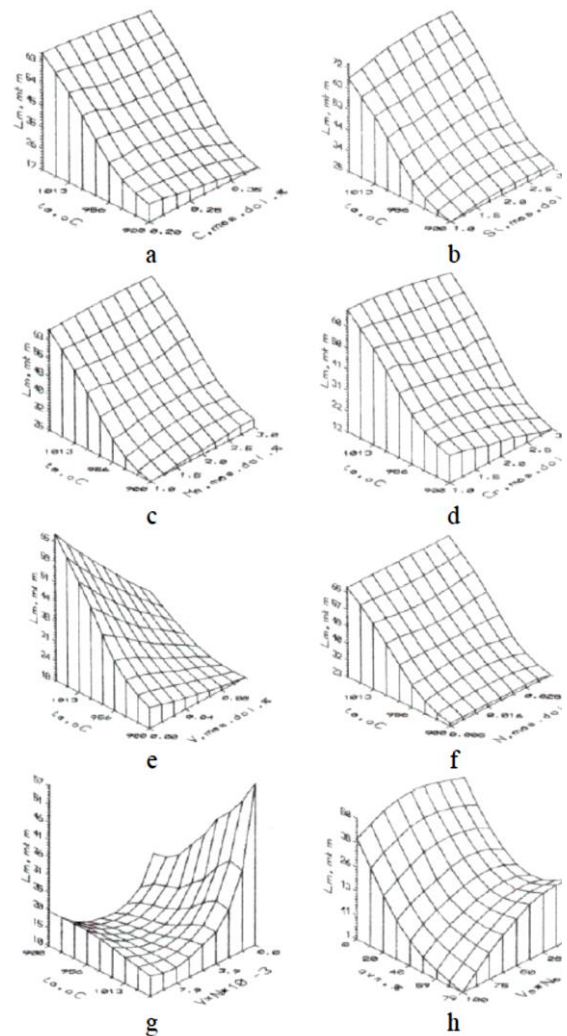


Fig. 6. The influence of the carbon (a), silicon (b), manganese (c), chrome (d), vanadium (e), nitrogen (f), vanadium and nitrogen in austenite (g), vanadium nitrides in austenite (h) on length of martensite needles. The base steel contains (wt.%) 0.2C, 1Si, 1Mn, 1Cr.

The nitrogen content increasing in 20KhGSL steel has practically no effect on the dispersion of martensite (Fig. 6).

The complex alloying of 20KhGSL steel by nitrogen and vanadium leads to efficient grinding of the martensitic structure (Fig. 6). It should be noted that alloying steel by nitrogen and vanadium more than $V \cdot N = 8 \cdot 10^{-3}$ (wt. %), the austenitization temperature of steel in the range from 900 to 1050 °C practically does not affect to the martensite needle length.

Analyzing the solid-solution ($V_a \cdot N_a$) and dispersion (q_{VN}) effects of nitrogen and vanadium, it should be noted that the maximum modifying effect is achieved at 40-50% nitrogen and vanadium content in the form of nitrides and, correspondingly, 60-50% dissolution of elements in austenite (Fig. 6).

Differentiation of the effect of nitrogen and vanadium in the solid solution state ($V_a \cdot N_a$) and in the form of a secondary phase (q_{VN}) shows that the maximum effect is observed at 40-50% of the contribution of each factor (Fig. 6).

Examples of the influence of the chemical composition and austenitization temperature on the dispersion of the martensitic structure of structural steels are shown in fig. 7, 8.

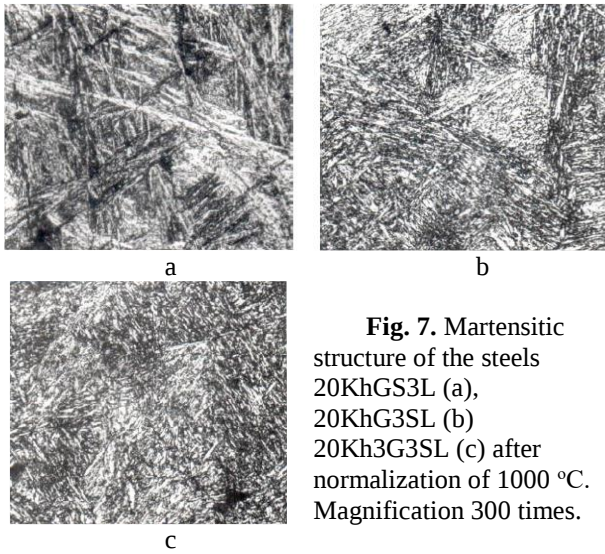


Fig. 7. Martensitic structure of the steels 20KhGS3L (a), 20KhG3SL (b) 20Kh3G3SL (c) after normalization of 1000 °C. Magnification 300 times.

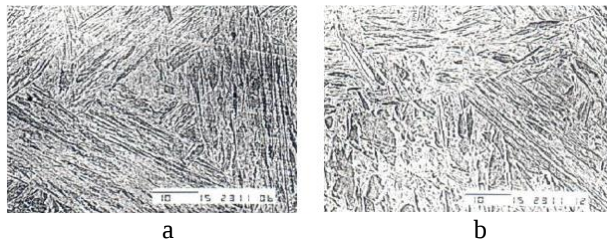


Fig. 8. The nitrogen and vanadium (b) influence on the martensitic structure of steel 20KhG3SL (a) after normalization from 1000 °C.

Bainitic structure. Between the zone of high-temperature pearlitic and low-temperature martensitic transformations, there is an intermediate or bainitic transformation zone, which proceeds in a complex combination of shear displacements for formation of a

body-centered α - iron lattice with carbon diffusion movement for forming carbide particles. The bainitic transformation in alloy steels consists of the carbon diffusion redistribution in austenite, the diffusionless $\gamma \rightarrow \alpha$ - iron transition, and the formation of carbides in ferrite.

The diffusion and diffusion-free austenite decomposition depends of substantially from defect numbers in the crystalline structure of the solid solution and the austenite grain dispersion. Therefore, the influence of alloying elements on the formation of a bainitic structure should be associated with their change of the defect numbers in the austenite crystalline structure, its grain sizes, and also the diffusion carbon mobility in austenite at the start of bainite formation.

Assuming that in the austenite crystalline structure the defect numbers are proportional to alloying element quantity in it, the above assumption was checked on steels containing from 0.19 to 0.37 wt. % of carbon; 0.82-1.82 silicon; 0.63-3.03 manganese; 1.01-3.09 chromium; 0.005-0.031 nitrogen; to 0.25% vanadium, after normalization from 950 °C. The response function was taken the ferrite needle length (l_{fn}) in bainite.

A performed analysis of the experiment results show that the dispersion of a bainitic structure is described by the following quantitative regularity, with a probability of 99%

$$l_{fn} = 4,85 + 1,19 \cdot D_{aust} + 516 \cdot N_a + 0,017 \cdot D_{aust} \cdot \ln D_{\gamma}^c - 8,34 \cdot 10^{-4} \cdot D_{aust} \cdot t_{sb}, \quad (4)$$

$$R = 0.821; \delta = 15.8\%; F_p = 13 > F_T = 4.2,$$

where: D_{γ}^c – carbon diffusion coefficient in austenite, t_{sb} - bainite start temperature, °C,

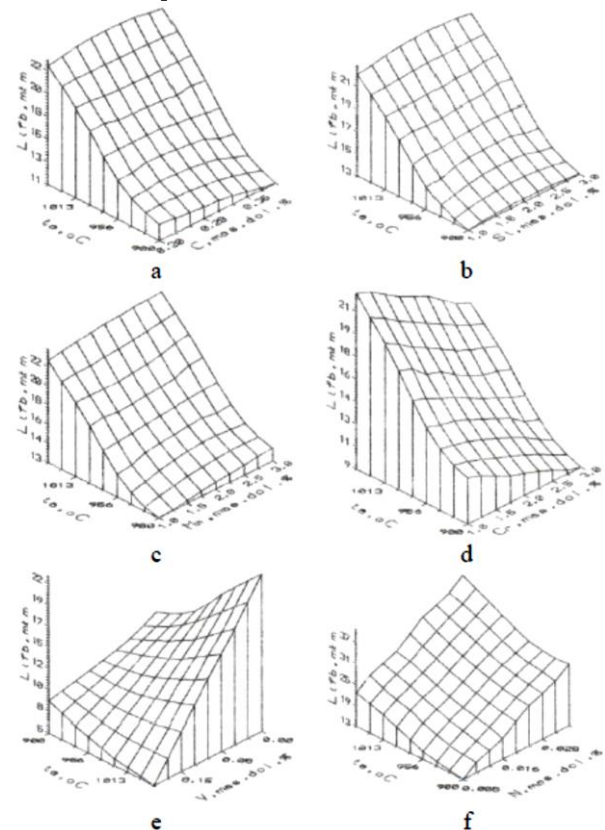


Fig. 9. The influence of the austenitization temperature and carbon (a), silicon (b), manganese (c), chrome (d), vanadium (e), nitrogen (f) on length of ferrite needles in bainite.

The base steel contains (wt.%) 0.2C, 1Si, 1Mn, 1Cr.

The influence of the element effectiveness was determined on the ferrite needle sizes of the bainitic structure of structural steels after normalization at various austenitization temperatures. The base was steel 20KhGSL. The calculation results are shown in fig. 9.

It is seen that an increasing of chromium, carbon and vanadium quantity in steel leads to a decreasing of ferrite needle sizes in bainite, silicon has practically no effect, and manganese and nitrogen alloying leads to an enlargement of the bainitic structure.

Joint nitrogen and vanadium alloying leads to dispersion of bainite needles at additives of less than $V \cdot N = (3 - 4) \cdot 10^{-3}$ wt. %. The ferrite needle sizes does not change at large additions of nitrogen and vanadium in steel, practically, and it increases with additions more than $V \cdot N = (8 - 11) \cdot 10^{-3}$ wt. %.

An analysis of the nitrogen and vanadium effect dissolved in austenite ($V_a \cdot N_a$) and in the form of vanadium nitrides (q_{VN}) shows that the maximum modifying effect is achieved when 20-30% vanadium nitrides of the maximum possible quantity in steel are present in austenite.

Examples of the influence of the chemical composition and austenitization temperature on the dispersion of a bainitic structure are shown in fig. 10.

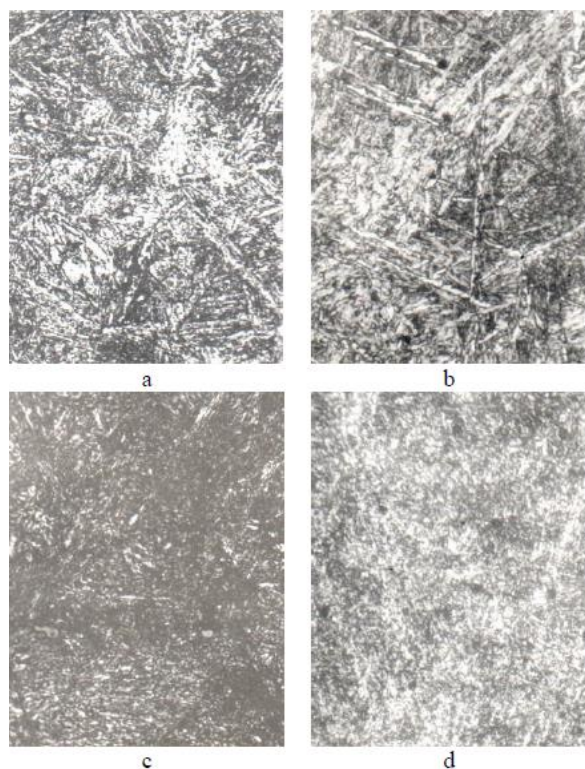


Fig. 10. The austenitization temperature (t_a) influence on the bainitic structure of steels 40Kh3GSL (a, b) and 40Kh3GSAFL (c, d). Magnification – 300 times. a, c - $t_a = 900$ °C; b, d - $t_a = 1000$ °C.

Structural steel structure after quenching and tempering. During tempering of quenching steel, redistribution of carbon atoms in martensite to dislocations and interstitial sites of the crystal lattice occurs, martensite decomposes with the formation of carbon enriched areas, and then carbide precipitates; changes in the structure and composition of carbides, their relationship with the matrix,

and the precipitation of dispersed carbide and nitride particles from a solid solution (secondary hardening).

During low-temperature (up to 350 °C) tempering, the process of martensite decomposition is limited by the redistribution of carbon and relaxation of elastic stresses. As a result of this tempering, the tempered martensite structure does not practically differ from the quenching martensite structure [15].

A metallographic analysis of the martensitic structure of structural steels after quenching and tempering at 350 °C showed that the established law of the alloying element influence on the martensitic structure dispersion was formed during continuous cooling is also preserved for tempering martensite.

Steel microstructures are shown in fig. 11.

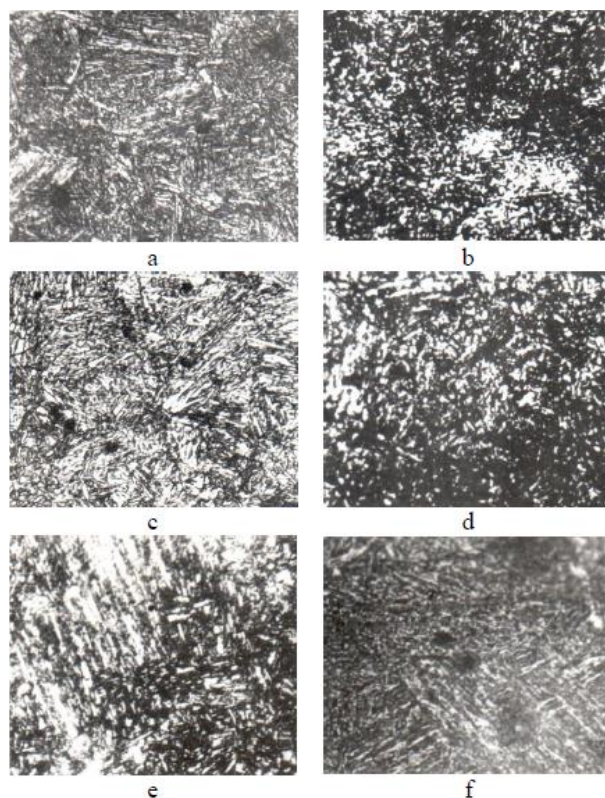


Fig. 11. Microstructure of steels 20KhGSL (a), 20KhGSAFL (b) 20KhGS3L (c), 20KhGS3AFL (d), 20KhG3SL (e), 20KhG3SAFL (f) after quenching and tempering at 350 °C. Magnification – 300 times.

The research results show that at carbon quantity increasing carbides grow and carbide phases accumulate. The dispersion and distribution uniformity increase in the case of additional steel alloying by manganese, chromium and silicon (Fig. 12).

Analysis of the morphology of the secondary phases formed during the doping of the metal with nitrogen and vanadium shows that in addition to the carbide particles in the steel, the nitride phase VN is isolated (Fig. 13).

In this case, a more uniform distribution of the dispersed carbide phase is observed.

Taking as independent factors the solubility of carbon and nitrogen and their diffusion mobility in ferrite, as well as the content of vanadium nitrides quantity not dissolved in austenite (q_{VN_a}) and precipitated in ferrite (q_{VN_f}), quantitative laws of the influence of these factors on the

dispersion and distribution of the carbide and nitride-vanadium phases were determined.

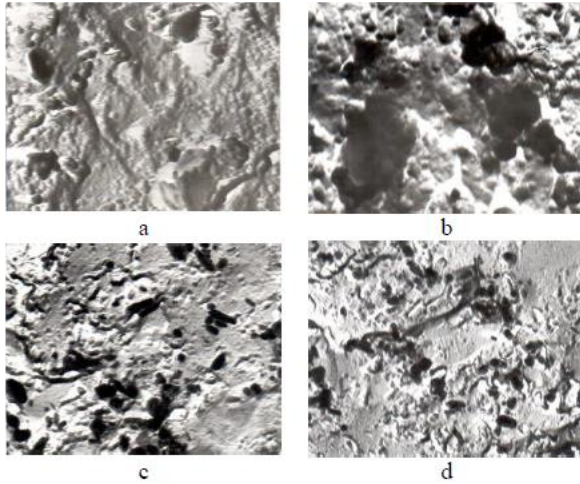


Fig. 12. Carbide phases in steels 20KhGSL (a), 40KhGSL (b) 20KhGS3L (c), 20KhGS3L (d) after quenching at 950 °C and tempering at 650 °C. Magnification – 19000 times.

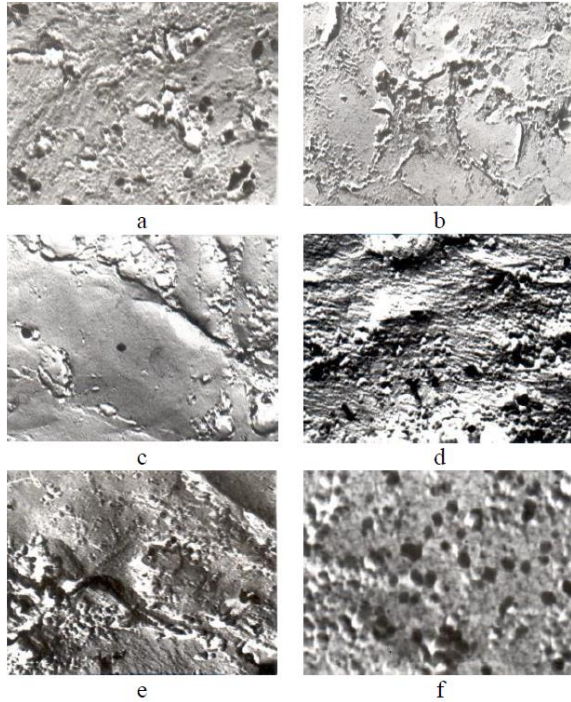


Fig. 13. The nitride and carbide phases in steels 20KhGSAFL (a), 40KhGSAFL (b) 20KhGS3AFL (c), 20KhGS3AFL (d), 20Kh3GSAFL (e) and vanadium nitrides in Armco iron (f) after quenching at 950 °C and tempering at 650 °C.

Magnification: a-e – 27000 times; d – 39000 times.

The mathematical analysis results show that in the absence of a secondary phase in ferrite prior to the initiation of nitride or carbide formation, the dispersion and distribution of the carbide and nitride phases in ferrite is determined by diffusion mobility and the solubility limit of carbon and nitrogen in ferrite according to the following equations:

$$d_c = 294,8 + 23,8 \cdot \ln D_f^c + 0,48 \cdot (\ln D_f^c)^2, \quad (5)$$

$$R = 0,952; \delta = 3,7\%; F_p = 28,8 > F_T = 10,1.$$

$$d_{VN} = 0,9 + 5 \cdot 10^{-2} \cdot \ln D_f^N + 7,4 \cdot 10^{-5} \cdot (\ln D_f^N)^2, \quad (6)$$

$$R = 0,95; \delta = 5,7\%; F_p = 14 > F_T = 9,6.$$

$$\lambda_c = -4,9 + 29 \cdot \lg [C]_d + 1,2 \cdot \lg [C]_d \cdot \ln D_f^c + 9 \cdot d_c, \quad (7)$$

$$R = 0,999; \delta = 0,7\%; F_p = 59,1 > F_T = 19,2.$$

$$\lambda_{VN} = 2,3 \cdot \lg [N]_d + 3 \cdot 10^{-2} \cdot \lg [N]_d \cdot \ln D_f^N + 23 \cdot d_{VN} - 1, \quad (8)$$

$$R = 0,994; \delta = 2,6\%; F_p = 51,5 > F_T = 19,2.$$

where: d_c , d_{VN} and λ_c , λ_{VN} – size and interparticle distance between vanadium carbides and nitrides, respectively; $[C]_d$, $[N]_d$ and D_f^c , D_f^N – solubility limits and diffusion coefficients of carbon and nitrogen in ferrite, respectively.

Taking 20KhGSL steel as the base, we determined the efficiency of the influence of elements and tempering temperature on the dispersion (fig. 14, 15) and distribution (fig. 16, 17) of the carbide (fig. 14, 16) and nitride-vanadium (fig. 15, 17) phases in the improved structural steels.

The calculation results show that according to the dispersion efficiency of the carbide and nitride-vanadium phases, the elements can be arranged in the following sequence: for carbides - Si, Mn, Cr; for vanadium nitrides - Mn, Cr, C, Si. In the case of interparticle distances, chromium and silicon increasing leads to a regular decreasing, and manganese - leads to an increasing of the distance between the particles of vanadium nitrides and carbides.

Analysis shows that tempering temperature influence on the changing of the distance between carbide particles and the process of their formation ends mainly at 650 °C and a further tempering temperature increasing is accompanied by coagulation of the carbide phases.

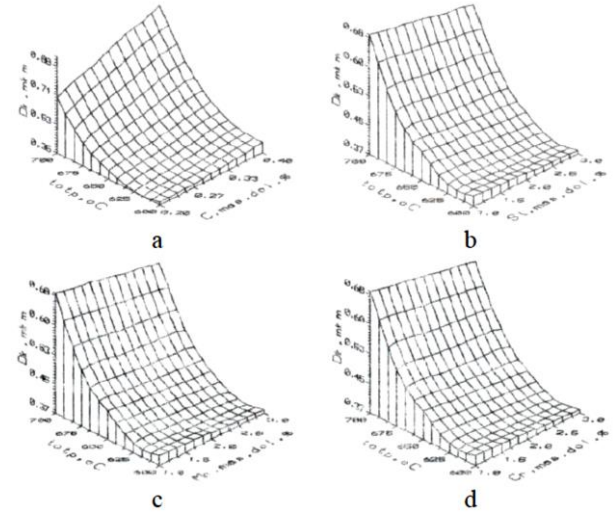


Fig. 14. The carbon (a), silicon (b), manganese (c), chromium (d) and tempering temperature influence on carbide sizes.

The base steel contains (wt. %) 0.2C, 1Si, 1Mn, 1Cr.

In the case when a secondary phase is present in the solid solution, for example, vanadium nitrides ($q_{VN(aust)}$), which did not dissolve at heating for quenching, in a quantity of 0.039 to 0.070 wt. %, the the carbide formation regularities are controlled by the quantity of vanadium nitrides. The quantitative laws are following for effect of vanadium nitride ($q_{VN(aust)}$), which did not dissolve at heating for quenching:

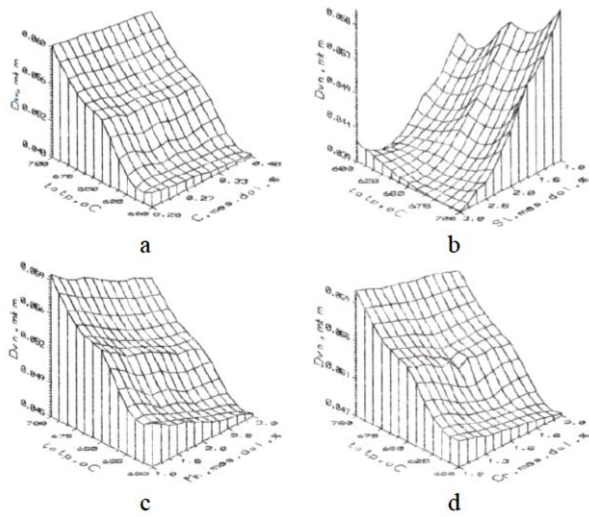


Fig. 15. The carbon (a), silicon (b), manganese (c), chromium (d) and tempering temperature influence on sizes of vanadium nitrides.

The base steel contains (wt. %) 0.2C, 1Si, 1Mn, 1Cr.

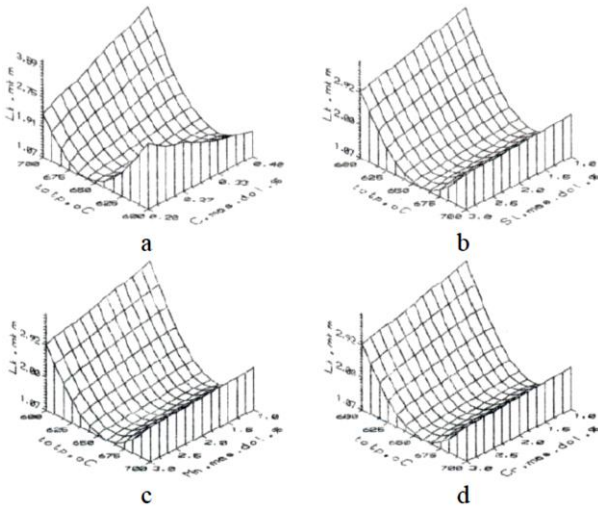


Fig. 16. The carbon (a), silicon (b), manganese (c), chromium (d) and tempering temperature influence on distance between carbides.

The base steel contains (wt. %) 0.2C, 1Si, 1Mn, 1Cr.

$$d_c = 1 - 24,1 \cdot q_{VN(aust)} + 195 \cdot q_{VN(aust)}^2, \quad (9)$$

$$R = 0.972; \delta = 1,8\%; F_p = 16,8 > F_T = 9.$$

$$\lambda_c = 1,5 - 12 \cdot q_{VN(aust)} + 1,9 \cdot 10^{-3} \cdot \lg[C]_a \cdot \ln D_f^c, \quad (10)$$

$$R = 0.974; \delta = 2,4\%; F_p = 18,2 > F_T = 9,0.$$

A metallographic analysis shows that at alloying of structural steel by nitrogen and vanadium, there is not only dispersion of the carbide phase and an increasing of its the distribution uniformity (Fig. 17), but also a significant decreasing of structural heterogeneity.

For example, the Armco iron ferritic structure is grinded more than 2 times at alloying by nitrogen and vanadium (fig. 18 a, b), and in the case of steel 40KhGS3L - 3.2 times (fig. 18 c, d). An even more effective effect is observed at alloying by nitrogen and vanadium of the steel 40KhGSL (fig. 18 e, f).

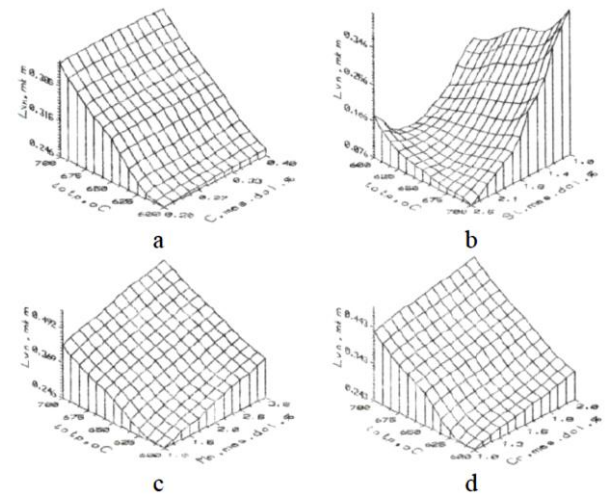


Fig. 17. The carbon (a), silicon (b), manganese (c), chromium (d) and tempering temperature influence on distance between vanadium nitrides.

The base steel contains (wt. %) 0.2C, 1Si, 1Mn, 1Cr.

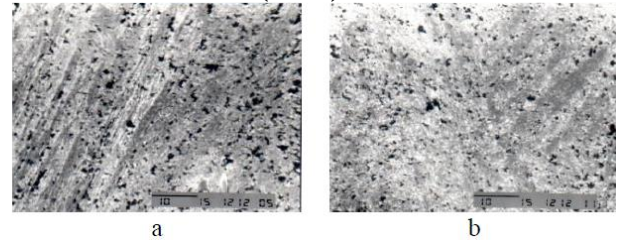


Fig. 18. The carbide phase in steel 20KhG3SL (a) and 20KhG3SAFL (b) after quenching of 950 °C and tempering at 650 °C. Magnification – 2000 times.

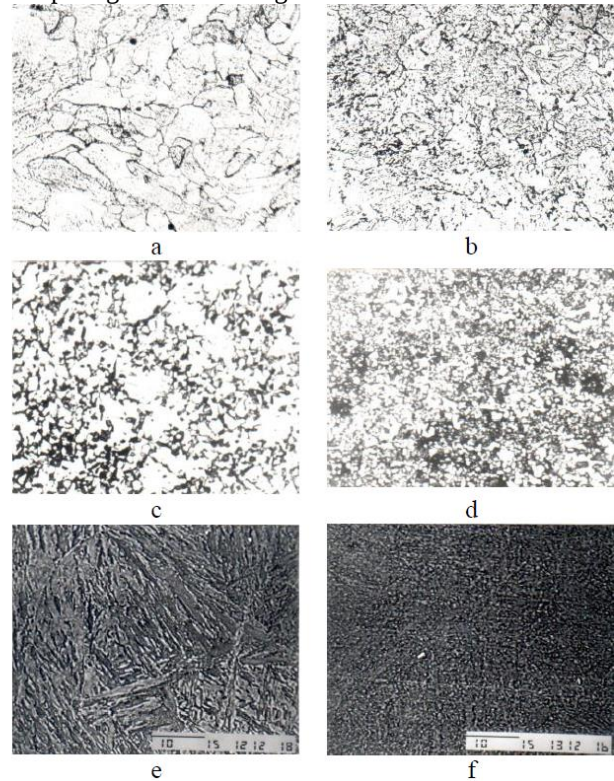


Fig. 19. Microstructure of Armco – iron (a, b), steels 40KhGS3L (c), 40KhGS3AFL (d), 40KhGSL (e), 40KhGSAFL (f) after quenching of 950 °C and tempering at 650 °C. Magnification: a, b – 200 times; c, d – 100; e, f - 2000.

Conclusions

1. The study showed that the influence of alloying elements on the secondary structure formation of the steels containing from 0.19 to 0.37 wt. % carbon; 0.82-1.82 silicon; 0.63-3.03 manganese; 1.01-3.09 chromium; 0.005-0.031 nitrogen; up to 0.25 wt.% vanadium and austenite grain size is determined by their change in the content of vanadium nitride phase in austenite, its alloying and overheating above t_{ac3} , and the dispersion of ferrite-pearlite, martensitic and bainitic structures is determined by austenite grain size and thermal kinetic parameters of phase transformations. Analytical dependencies are defined that describe the experimental data with a probability of 95% and an error of 10% to 18%.

2. An analysis results of studying the structure formation of structural steel during tempering after quenching show that the dispersion and uniformity of the distribution of carbide and nitride phases in ferrite is controlled at complete austenite homogenization by diffusion mobility and the solubility limit of carbon and nitrogen in ferrite, and secondary phase quantity in case of the secondary phase presence in austenite more than 0.04 wt. %. Equations was obtained which, with a probability of 95% and an error of 0.7 to 2.6%, describe the real process.

References

1. *Guljaev B. B.* (1976). Theory of foundry processes. Leningrad: Mashinostroenie. 228.
2. *Goodremont E.* (1959). Special steels. Moscow: Metallurgizdat. 1274.
3. *Mes'kin V. C.* (1964). Basics of alloying steel. Moscow: Metallurgija. 684.
4. *Braun M. P.* (1965) Complex alloyed structural steels. Kyiv: Naukova Dumka. 292.
5. *Braun M. P.* (1977). Economically alloyed steels for mechanical engineering. Kyiv: Naukova Dumka. 208.
6. *Doerti R. D.* (1987). Diffusive phase transformations in a solid material. *Fizicheskoye metallovedeniye*. Moscow: "Metallurgy". Vol. 2. 276-365.
7. *Martin Dzh., Doerti R.D.* (1978). Microstructure stability of metal systems. Moscow: Atomizdat. 280.
8. *Kristian Dzh. U.* (1968). Phase transformations. *Fizicheskoye metallovedeniye* Moscow: "Mir". Vol. 2. 227-346.
9. *Bokshteyn B. S., Bokshteyn S. Z., Zhukhovitskiy A. A.* (1974). Thermodynamics and kinetics of diffusion in solids. Moscow: Metallurgija, 280.
10. *Kurdyumov G. V., Utevskiy L. M., Entin R. I.* (1977). Transformations in Iron and Steel. Moscow: Nauka. 236.
11. *Van Flek L.* (1975). Theoretical and Applied Materials Science. Moscow: Atomizdat. 472.
12. *Umanskiy Ja. S., Skakov Ju. A.* (1978). The physics of metals. Moscow: Atomizdat. 352.
13. *Yershov G. C., Bychkov Yu. B.* (1982). Physical and chemical bases of rational alloying of steel and alloys. Moscow: Metallurgija. 360.
14. *Kreshchanovskiy N. S., Sidorenko M. F.* (1970). Steel modification. Moscow: Metallurgija. 296.
15. *Blanter M. Ye.* (1984). Heat treatment theory. Moscow: Metallurgija. 328.
16. *Ustinovshchikov Yu. I.* (1988). Second phase precipitation in solid solutions. Moscow: Nauka. 172.
17. *Bokshteyn B. S., Kopetskiy I. V., Shvindlerman L. S.* (1986). Thermodynamics and kinetics of grain boundaries in metals. Moscow: Metallurgija. 224.
18. *Grabskiy M. V.* (1972). The structure of grain boundaries in metals. Moscow: Metallurgija. 160.
19. *Kaybyshev O. A., Valiyev R. Z.* (1987). Grain boundaries and metal properties. Moscow: Metallurgija, 214.

Список літератури

1. *Гуляев Б. Б.* Затвердевание и неоднородность стали. Москва. Metallurgizdat, 1950. 228 с.
2. *Гудремон Э.* Специальные стали. Москва. Metallurgizdat, 1959. 1274 с.
3. *Мес'кин В. С.* Основы легирования стали. Москва. Metallurgija, 1964. 684 с.
4. *Браун М. П.* Комплекснолегированные конструкционные стали. Киев: Наукова думка, 1965. 292 с.
5. *Браун М. П.* Экономнолегированные стали для машиностроения. Киев: Наукова думка, 1977. 208 с.
6. *Доэрти Р. Д.* Диффузионные фазовые превращения в твердом теле. Физическое металловедение. Москва. Metallurgija, 1987. т.2. С. 276-365.
7. *Мартин Дж., Доэрти Р. Д.* Стабильность микроструктуры металлических систем. Москва. Атомиздат, 1978. 280 с.
8. *Кристиан Дж. У.* Фазовые превращения. Физическое металловедение. Москва. Мир, 1968. т. 2. С. 227-346.
9. *Бокиштейн Б. С., Бокиштейн С. З., Жуховицкий А. А.* Термодинамика и кинетика диффузии в твердых телах. Москва. Metallurgija, 1974. 280 с.
10. *Курдюмов Г. В., Утевский Л. М., Энтин Р. И.* Превращения в железе и стали. Москва. Наука, 1977. 236 с.
11. *Ван Флек Л.* Теоретическое и прикладное материаловедение. Москва. Атомиздат, 1975. 472 с.
12. *Уманский Я. С., Скаков Ю. А.* Физика металлов. Москва. Атомиздат, 1978. 352 с.
13. *Ершов Г. С., Бычков Ю. Б.* Физико-химические основы рационального легирования сталей и сплавов. Москва. Metallurgija, 1982. 360 с.
14. *Крестьяновский Н. С., Сидоренко М. Ф.* Модифицирование стали. Москва. Metallurgija, 1970. 296 с.
15. *Блантер М. Е.* Теория термической обработки. Москва. Metallurgija, 1984. 328 с.
16. *Устиновищikov Ю. И.* Выделение второй фазы в твердых растворах. Москва. Наука, 1988. 172 с.
17. *Бокиштейн Б. С., Копецкий И. В., Шvindlerman Л. С.* Термодинамика и кинетика границ зерен в металлах. Москва. Metallurgija, 1986. 224 с.
18. *Грabsкий М. В.* Структура границ зерен в металлах. Москва. Metallurgija, 1972. 160 с.

19. Кайбышев О. А., Валиев Р. З. Границы зерен и свойства металлов. Москва. Металлургия, 1987. 214 с.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ФОРМИРОВАНИЯ СТРУКТУРЫ В КОНСТРУКЦИОННЫХ СТАЛЯХ

Е. Г. Афтандилянц

Аннотация. Исследованием влияния легирующих элементов на процесс формирования вторичной структуры сталей, содержащих от 0,19 до 0,37% массовой доли углерода; 0,82-1,82 кремния; 0,63-3,03 марганца; 1,01-3,09 хрома; 0,005-0,031 азота; до 0,25% ванадия, установлено, что размер зерна аустенита определяется изменением ими содержания нитридванадиевой фазы в аустените, степени его легирования и перегрева над температурой $t_{асз}$, а дисперсность феррито-перлитной, мартенситной и бейнитной структур - размером зерна аустенита и термокинетическими параметрами фазовых превращений. Определены аналитические зависимости такого влияния, которые с вероятностью 95% и погрешностью от 10% до 18% описывают экспериментальные данные.

Анализом результатов исследования формирования структуры конструкционной стали в процессе отпуска после закалки установлено, что дисперсность и однородность распределения карбидной и нитридной фаз в феррите контролируется при полной гомогенизации аустенита диффузионной подвижностью и пределом растворимости углерода и азота в феррите, а в случае присутствия в аустените вторичной фазы более 0,04 % мас. доли ее количеством. Получены уравнения такого влияния, которые с вероятностью 95% и погрешностью 0,7-2,6% описывают реальный процесс.

Ключевые слова: конструкционная сталь, химический состав, термическая обработка, аустенит, феррит, перлит, мартенсит, бейнит, фазовые превращения.

МОДЕЛЮВАННЯ ФОРМУВАННЯ СТРУКТУРИ В КОНСТРУКЦІЙНИХ СТАЛЯХ

Є. Г. Афтанділянц

Анотація. Дослідженням впливу легуючих елементів на процес формування вторинної структури сталей, що містять від 0,19 до 0,37% масової частки вуглецю; 0,82-1,82 кремнію; 0,63-3,03 марганцю; 1,01-3,09 хрому; 0,005-0,031 азоту; до 0,25% ванадію, встановлено, що розмір зерна аустеніту визначається зміною ними змісту нітрид ванадієвої фази в аустеніте, ступеня його легування і перегріву над температурою $t_{асз}$, а дисперсність феррито - перлітної, мартенситної і бейнітної структур - розміром зерна аустеніту і термокінетичними параметрами фазових перетворень. Визначено аналітичні залежності такого впливу, які з ймовірністю 95% і похибкою від 10% до 18% описують експериментальні дані.

Аналізом результатів дослідження формування структури конструкційної сталі в процесі відпуску після гартування встановлено, що дисперсність і однорідність розподілу карбідної і нитридної фаз в фериті контролюється, при повній гомогенізації

аустеніту, дифузійної рухливості і межею розчинності вуглецю і азоту в фериті, а в разі присутності в аустеніті вторинної фази більш 0,04% мас. долі її кількості. Отримані рівняння такого впливу, які з ймовірністю 95% і похибкою 0,7-2,6% описують реальний процес.

Ключові слова: конструкційна сталь, хімічний склад, термічна обробка, аустеніт, ферит, перліт, мартенсит, бейніт, фазові перетворення.

Є. Г. Афтанділянц ORCID 0000-0003-2681-0645.

УДК 514.18

МОДЕЛЮВАННЯ ЦЕНТРОЇД НЕКРУГЛИХ КОЛІС ІЗ ВНУТРІШНІМ І ЗОВНІШНІМ КОЧЕННЯМ ІЗ ДУГ СИМЕТРИЧНИХ КРИВИХ

Т. А. Кресан, С. Ф. Пилипака, І. Ю. Грищенко, Я. С. Кременець

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 131 – прикладна механіка.

Кореспонденція авторів: tanyakresan@i.ua.

Історія статті: отримано – липень 2020, акцептовано – жовтень 2020.

Бібл. 10, рис. 21, табл. 0.

Анотація. В статті розглянуто конструювання некруглих коліс, які служать центроїдами при проектуванні зубчатих зачеплень. Центроїди складаються із конгруентних дуг заданої симетричної кривої. Число цих дуг, тобто елементів центроїди, визначається видом зачеплення (внутрішнє або зовнішнє). При зовнішньому зачепленні кількість елементів обох центроїд може бути довільною, починаючи з одного елемента. При внутрішньому зачепленні кількість елементів внутрішньої центроїди повинна бути на одиницю меншою від кількості елементів зовнішньої центроїди. Якщо кількість елементів однакова, то центроїди збігаються.

Кочення центроїд одна по одній відбувається при відсутності ковзання. Це можливо за умови, що довжини дуг окремих елементів обох центроїд рівні між собою. Конструювання центроїд здійснюється у полярній системі координат. Обидві центроїди утворюються поворотом її елемента, тобто дуги кривої, на заданий кут навколо полюса. Величина кута залежить від кількості елементів центроїди. При коченні однієї центроїди по іншій полюс рухомої центроїди повинен описувати коло. В такому випадку кочення рухомої центроїди по нерухомій можна замінити обертальним рухом обох центроїд навколо нерухомих центрів (полюсів). Точка контакту центроїд під час їх обертання знаходиться на відрізку, що сполучає центри обертання і який називається міжцентровою відстанню. Ця точка для некруглих коліс при їх обертанні здійснює певне переміщення по вказаному відрізку, а для круглих залишається нерухомою.

Довжина дуги елемента однієї центроїди визначається величиною центрального кута, на який вона спирається. Це ж стосується і елемента другої центроїди. Якщо довжини дуг елементів центроїд рівні, то величини відповідних кутів не є рівними і перебувають у певній функціональній залежності. Знаходження цієї залежності зводиться до інтегрування виразу, отриманого на основі рівності диференціалів дуг відповідних елементів центроїд. Цей вираз може бути проінтегрований не для всіх кривих, з дуг яких формується вихідна або ведуча центроїда. Якщо вираз проінтегрувати не вдається, то побудову веденої центроїди потрібно здійснювати чисельними метода-

ми. В статті розглянуто криву на основі гіперболічного косинуса, для якої отриманий вираз інтегрується. Наведено параметричні рівняння кривих, із дуг яких складається як ведуча, так і ведена центроїди. Показано, що для центроїд із заданим співвідношенням елементів міжцентрова відстань визначається однозначно. Побудовано рисунки центроїд із різним числом елементів для внутрішнього і зовнішнього зачеплення.

Ключові слова: центроїди, некруглі колеса, внутрішнє і зовнішнє кочення, міжцентрова відстань, параметричні рівняння кривих.

Постановка проблеми

Кочення без ковзання циліндричних поверхонь одна по одній можна замінити коченням центроїд – кривих поперечного перерізу цих циліндрів. Просторова задача кочення лінійчатих нерозгортних поверхонь одна по одній в даному випадку може бути замінена плоскою. Передачі, які передають обертальний рух за рахунок тертя між поверхнями, називаються фрикційними. Для них характерний суттєвий недолік: вони не можуть передавати крутний момент великої потужності, але є базовими для проектування потужних зубчастих зачеплень.

Центроїди деяких некруглих коліс досить добре вивчені. Як правило, вони конструюються не з окремих конгруентних дуг, а з неперервної замкненої кривої. Характерною їх особливістю є неперервність передавальної функції, тоді як для складених центроїд передавальна функція не є неперервною. Однак для механізмів потрібні центроїди із різними передавальними функціями.

Аналіз останніх досліджень

Теоретичні питання аналітичного опису центроїд некруглих коліс та проектування на їх основі зубчастих зачеплень детально висвітлено в працях [1, 2]. Загальновідомими є приклади кочення криволінійного профілю по прямій і навпаки – кочення прямолінійно-

го відрізка по кривій. Класичним для першого випадку є кочення кола по прямій, в результаті якого точка кола описує циклоїду і кочення прямої по колу, в результаті якого точка прямої описує евольвенту кола [3].

Геометричне моделювання центрів некруглих коліс розглянуто в працях [4-6]. Некруглі колеса в зубчатих передачах розглянуто в працях [7, 8], в ланцюгових приводах – в монографії [9]. Деякі пари конгруентних центрів некруглих коліс отримано в праці [10].

Мета досліджень

Розробити аналітичний опис і побудувати центроїди некруглих коліс із внутрішнім і зовнішнім коченням, утворених із конгруентних дуг симетричних кривих.

Результати досліджень

Моделювання дуг кривих будемо здійснювати в полярній системі координат. Початком координат (полюсом) однієї кривої, заданої радіус-вектором $\rho = \rho(\alpha)$ є точка O , і другої, заданої радіус-вектором $\rho_1 = \rho_1(\varphi)$ є точка O_1 . Міжцентрова відстань OO_1 вибрана таким чином, що при нульовому значенні полярних кутів α і φ криві дотикалися одна до одної в точці T (рис. 1). Якщо функції ρ і ρ_1 будуть парними, то при від'ємних значеннях полярних кутів полярні радіуси матимуть ті ж самі значення, що і при додатних кутах і крива буде симетричною (на рис. 1 симетрична вітка зображена штриховою лінією).

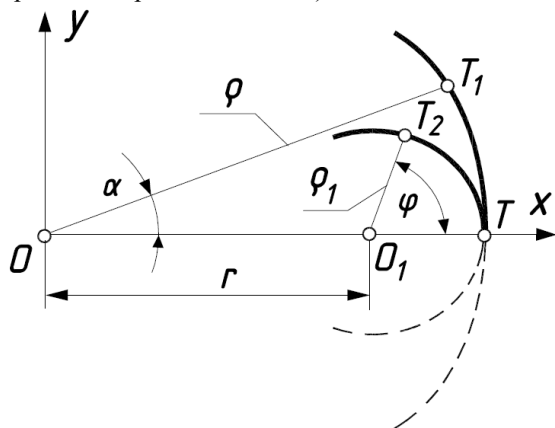


Рис. 1. Графічна ілюстрація до моделювання кривих із спільною точкою дотику при нульових значеннях полярних кутів.

Fig. 1. Graphic illustration for modeling curves with a common point of contact at zero values of polar angles.

При умові внутрішнього кочення без ковзання кривої ρ_1 по кривій ρ довжини дуг TT_1 і TT_2 повинні бути рівними. При $\alpha = \varphi = 0$ можна записати: $\rho - \rho_1 = r$, де через r позначена міжцентрова відстань OO_1 . Поставимо умову, щоб ця рівність виконувалася для всіх відповідних точок обох кривих. Тоді можна записати: $\rho_1 = \rho - r$. Запишемо параметричні рівняння кривих:

$$x = \rho \cos \alpha; \quad (1)$$

$$y = \rho \sin \alpha.$$

$$x_1 = (\rho - r) \cos \varphi + r; \quad (2)$$

$$y_1 = (\rho - r) \sin \varphi.$$

При конкретному значенні кута α згідно рівнянь (1) отримаємо точку на кривій, наприклад, точку T_1 (рис. 1). Для того, щоб отримати точку T_2 на другій кривій згідно рівнянь (2), потрібно підставити певне значення кута φ . Будемо вважати, що кут φ залежний від кута α , тобто $\varphi = \varphi(\alpha)$. Залежність $\varphi = \varphi(\alpha)$ знайдемо на основі рівності дуг TT_1 і TT_2 для поточного значення кута α . Похідну довжини дуги для обох кривих знаходимо за відомою формулою:

$$\frac{ds}{d\alpha} = \sqrt{x'^2 + y'^2}. \quad (3)$$

Для визначення похідних дуг за формулою (3) знайдемо похідні кривих (1) і (2):

$$x' = \rho' \cos \alpha - \rho \sin \alpha; \quad (4)$$

$$y' = \rho' \sin \alpha + \rho \cos \alpha.$$

$$x'_1 = \rho' \cos \varphi - \varphi'(\rho - r) \sin \varphi; \quad (5)$$

$$y'_1 = \rho' \sin \varphi + \varphi'(\rho - r) \cos \varphi.$$

Після підстановки похідних (4) і (5) у формулу (3) одержимо вирази похідних дуг кривих:

$$\frac{ds}{d\alpha} = \sqrt{\rho'^2 + \rho'^2}. \quad (6)$$

$$\frac{ds_1}{d\alpha} = \sqrt{\rho'^2 + \varphi'^2(\rho - r)^2}. \quad (7)$$

Прирівняємо вирази (6) і (7) між собою і розв'яжемо відносно залежності $\varphi = \varphi(\alpha)$:

$$\varphi = \pm \int \frac{\rho}{\rho - r} d\alpha. \quad (8)$$

Розглянемо приклад. Візьмемо парну функцію:

$$\rho = \rho_0 + a \cosh b\alpha, \quad (9)$$

де ρ_0 , a , b – сталі величини. За формулою (8) знаходимо:

$$\begin{aligned} \varphi &= \int \frac{\rho_0 + a \cosh b\alpha}{\rho_0 + a \cosh b\alpha - r} d\alpha = \\ &= \frac{2r}{b\sqrt{a^2 - (\rho_0 - r)^2}} \times \\ &\times \operatorname{Arctg} \left(\sqrt{\frac{a + r - \rho_0}{a - r + \rho_0}} \operatorname{Tanh} \frac{b\alpha}{2} \right) + \alpha + c. \end{aligned} \quad (10)$$

Виходячи з умови, що при $a=0$ кут $\varphi=0$, знаходимо значення сталої інтегрування: $c=0$. Після підстановки виразу (9) у (1) отримаємо параметричні рівняння вихідної кривої, яку умовно назвемо ведучою. Підстановка виразів (9) і (10) при $c=0$ дасть параметричні рівняння розшукуваної кривої, яку назвемо веденою.

На рис. 2 побудовано ведучу (позначено цифрою 1) і ведену (позначено цифрою 2) криві. Вони побудовані при наступних значеннях сталих: $a=1$, $b=0,5$, $\rho_0=0,2$, $r=0,5$. Незалежна змінна (кут α) змінювалася в межах $\alpha = -\pi/2 \dots \pi/2$. Довжини дуг обох кривих рівні між собою. Здійснимо перекочування кривої 2 по кривій 1. Для цього потрібно, щоб при певному значенні параметра α відповідні точки кривих (напри-

клад, точки T_1 і T_2 , рис. 1) збіглися, причому криву 2 потрібно повернути так, щоб у цих точках була спільна дотична до обох кривих. Це зводиться до повороту кривої 2 на певний кут і її паралельного перенесення. Кут повороту визначається різницею кутів α і φ . При перекочуванні кривої 2 по кривій 1 точка O_1 рухатиметься по колу радіуса r , яким є задана міжцентрова відстань. Її нове положення визначиться із рівнянь 1 при підстановці в них замість ρ величини радіуса r . Знайдені координати і будуть тими відрізками, на які потрібно змістити криву 2.

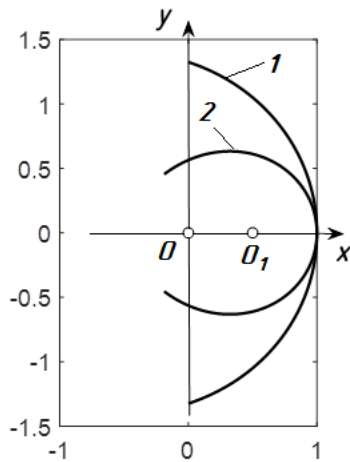


Рис. 2. Симетричні криві рівної довжини.
Fig. 2. Symmetrical curves of equal length.

На рис. 3 побудовано криву 1 і три проміжних положення кривої 2 при її перекочуванні: при $\alpha=0$, $\alpha=\pi/4$ і $\alpha=\pi/2$.

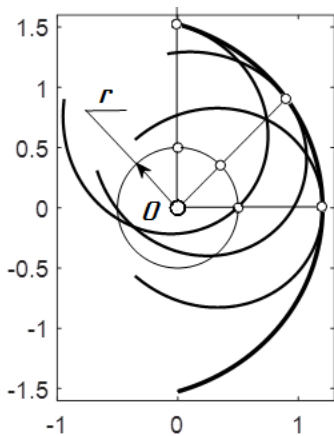


Рис. 3. Проміжні положення кривої 2 при її внутрішньому обкочуванні по кривій 1.
Fig. 3. Intermediate positions of curve 2 during its internal rolling along curve 1.

Якщо центри O і O_1 зробити нерухомими, то криві будуть обкочуватися одна по одній, одночасно обертаючись навколо цих точок (рис. 4).

Суцільними лініями показані криві у вихідному положенні, а штриховими – після повороту кривих: крива 1 повернулася навколо точки O на кут $\alpha=\pi/2$, а крива 2 – навколо O_1 на кут φ , який визначається за формулою (10) при $\alpha=\pi/2$. Якби крива 2 (рис. 2) була замкнена, то її обкочування можна було б продовжити по іншій кривій, симетричній до кривої 1 відносно осі

Oy . Для цього потрібно, щоб при зміні кута α в рівняннях вихідної кривої (1) від нуля до 90° кут φ змінювався від нуля до 180° . Це означає, що при підстановці в формулу (10) значення $\alpha=\pi/2$ ми повинні отримати $\varphi=\pi$.

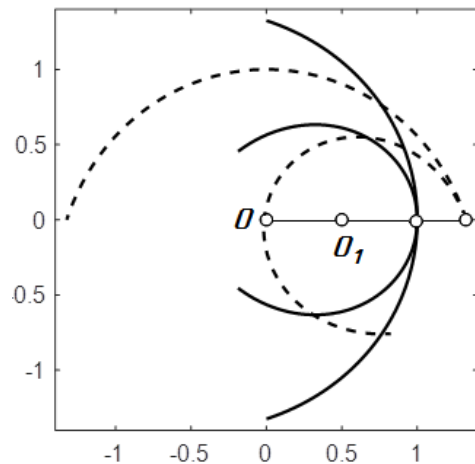


Рис. 4. Два положення кривих при їх обертанні навколо нерухомих точок O і O_1 .

Fig. 4. Two positions of the curves as they rotate around the fixed points O and O_1 .

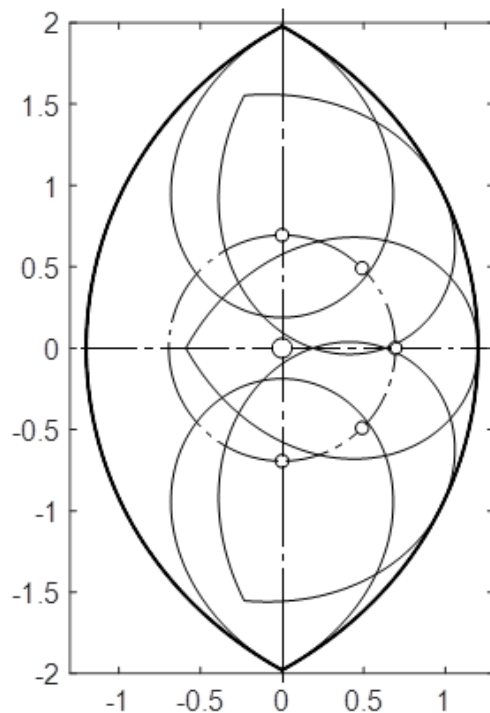


Рис. 5. Проміжні положення замкненої кривої при її обкочуванні фігури, що складається із двох симетричних дуг вихідної кривої.

Fig. 5. Intermediate positions of a closed curve when rolling a figure consisting of two symmetrical arcs of the original curve.

Такого результату можна добитися комбінацією певних значень сталих, що входять до формули (10). Якщо вихідна крива задана, тобто стали a , b , ρ_0 вже визначені, то залишається знайти потрібне значення сталої r , тобто знайти міжцентрову відстань. Розв'язати рівність (10) відносно сталої r не вдається,

тому її значення потрібно знаходити чисельними методами. Наприклад, при $a=1$, $b=0,75$, $\rho_0=0,2$ знаходимо: $r=0,694$. За цими даними на рис. 5 побудовано замкнену фігуру із двох симетричних дуг вихідної кривої і неперервну замкнену криву з різними точками дотику.

При внутрішньому обкочуванні замкненої кривої по симетричному контуру її центр обертання описує коло радіуса r . Таким чином, за заданим контуром форма внутрішньої кривої і міжцентрова відстань визначаються однозначно. Можна змінювати параметри вихідної кривої, наприклад, кут між симетричними дугами в точці їх перетину.

На рис. 6 зображені послідовні положення кривих, коли вони обертаються навколо нерухомих центрів O і O_1 . На кожному наступному зображенні поворот складеного контуру збільшується на 30° . При його загальному повороті на 90° внутрішня крива повернулася на 180° .

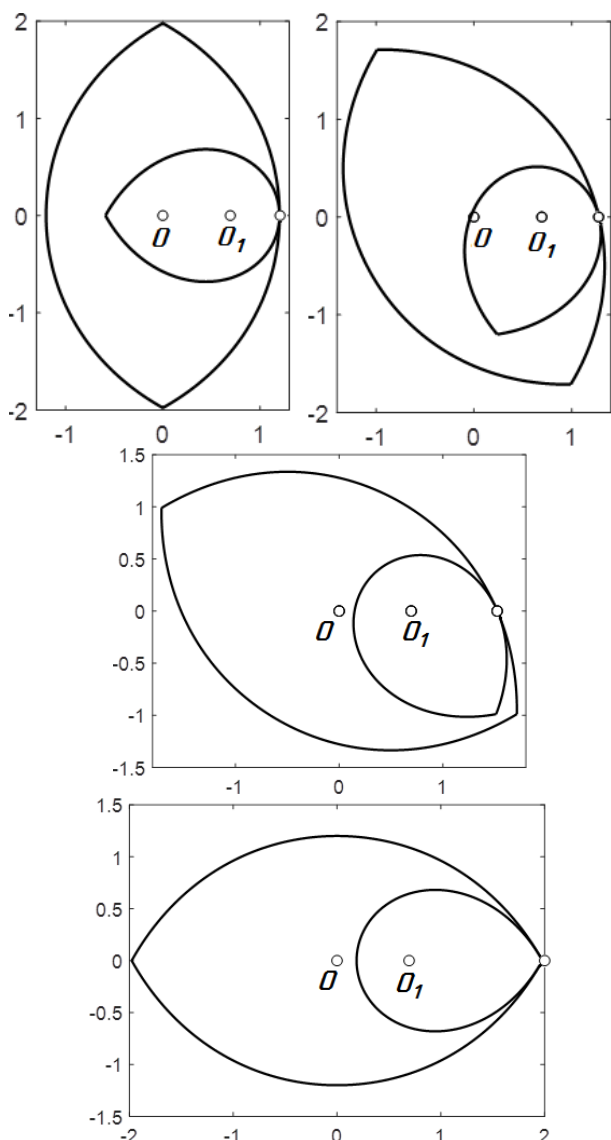


Рис. 6. Проміжні положення замкнених кривих при їх обертанні навколо нерухомих точок O і O_1 .

Fig. 6. Intermediate positions of closed curves when they rotate around fixed points O and O_1 .

На рис. 5, 6 дуги симетричних кривих, що утворюють зовнішній замкнений контур, перетинаються під тупим кутом. Величину цього кута можна задавати. В розглянутих випадках контур утворений двома конгруентними дугами. Однак його можна утворити довільним числом дуг, які будуть перетинатися під заданим кутом. Розглянемо узагальнений випадок, коли число конгруентних дуг дорівнює n , а кут перетину між ними рівний ψ .

На рис. 7 дуга (елемент контуру) спирається на центральний кут величиною $2\pi/n$. Кут ψ між дотичними до дуг в точці їх перетину будемо задавати. Одна із сторін, що утворює кут ψ , складає з віссю Oy кут ε . Відомо, що $\tan \varepsilon = y'/x'$. Запишемо значення кута ε через заданий кут ψ і відоме значення кута α . Як видно із рис. 7, в крайній точці дуги $\alpha = \pi/n$. Також можна записати: $\varepsilon = \psi/2 - \alpha = \psi/2 - \pi/n$. Запишемо вираз тангенса кута ε через співвідношення перших похідних (4):

$$\frac{\rho' \sin \alpha + \rho \cos \alpha}{\rho' \cos \alpha - \rho \sin \alpha} = \tan \varepsilon. \quad (11)$$

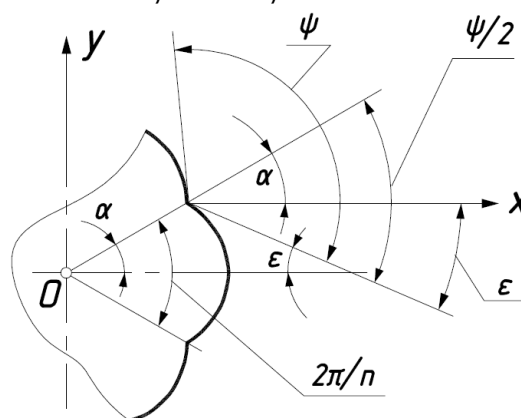


Рис. 7. До визначення кута ε через кількість n заданих елементів контуру і заданого кута ψ .

Fig. 7. To determine the angle ε through the number n of given elements of the contour and a given angle ψ .

Далі підставимо у (11) залежність $\rho = \rho(\alpha)$ (9) і похідну цієї залежності $\rho' = ab \sinh b\alpha$ при $\alpha = \pi/n$, а також вираз кута ε : $\varepsilon = \psi/2 - \pi/n$. Після цього отримаємо рівняння, до якого входить заданий кут ψ і три сталі величини: ρ_0 , a , b . Підбором цих сталих можна забезпечити задане значення кута ψ . Можна розв'язати отримане рівняння відносно однієї із вказаних сталих і отримати потрібне її значення. Це вдається зробити для сталої ρ_0 або a . Проте тут є особливість. Справа в тому, що кут ε може приймати як додатні, так і від'ємні значення. Наприклад, якщо у вираз $\varepsilon = \psi/2 - \pi/n$ підставити кут $\psi = \pi/2$ і кількість елементів $n=4$, то ми отримаємо $\varepsilon=0$. При $n < 4$ значення кута ε буде від'ємним, при $n > 4$ – додатним. Це означає, що рівняння (11) потрібно розв'язувати при $\pm \tan \varepsilon$. В результаті ми отримаємо два розв'язки. Для сталої ρ_0 :

$$\begin{aligned} & \text{— при додатному значенні } \varepsilon: \\ \rho_0 &= -a \left(\cosh \frac{b\pi}{n} + b \sinh \frac{b\pi}{n} \tan \frac{4\pi - n\psi}{2n} \right); \quad (12) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \text{— при від'ємному значенні } \varepsilon: \\ \rho_0 &= -a \left(\cosh \frac{b\pi}{n} + b \sinh \frac{b\pi}{n} \tan \frac{\psi}{2} \right). \quad (13) \end{aligned}$$

Для сталої a :

– при додатному значенні ε :

$$a = \frac{-\rho_0}{\cosh \frac{b\pi}{n} + b \sinh \frac{b\pi}{n} \operatorname{tg} \frac{4\pi - n\psi}{2n}}; \quad (14)$$

– при від'ємному значенні ε :

$$a = \frac{-\rho_0}{\cosh \frac{b\pi}{n} + b \sinh \frac{b\pi}{n} \operatorname{tg} \frac{\psi}{2}}. \quad (15)$$

На рис. 8 побудовано центроїди із внутрішнім зачепленням, у яких вихідна складається із двох елементів ($n=2$), що перетинаються під заданими кутами $\psi=120^\circ$ і $\psi=160^\circ$. Для обох випадків сталі a і b рівні: $a=0,5$, $b=1,5$. Сталу ρ_0 знаходимо із формули (12). Для першого випадку $\rho_0=4,13$, для другого – $\rho_0=19,576$. Міжцентрова відстань r і внутрішня крива знайдені, як у попередньому випадку. Порівнюючи рис. 8,а і 8,б бачимо, що по мірі збільшення кута ψ як зовнішній контур, так і внутрішня крива все більше за формою наближаються до кіл.

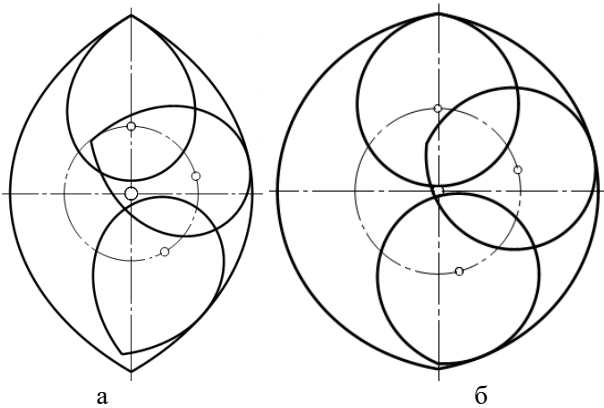


Рис. 8. Центроїди із внутрішнім зачепленням, у яких зовнішній контур складається із двох елементів, що перетинаються під різними кутами:

Fig. 8. Centroids with internal gearing, in which the outer circuit consists of two elements that intersect at different angles:

- а) $\psi=120^\circ$, $\rho_0=4,13$, $r=2,561$;
б) $\psi=160^\circ$, $\rho_0=19,576$, $r=10,358$

Побудуємо центроїди, у яких дуги вихідної кривої перетинаються під прямим кутом. Скористаємося формулою (14). При $\rho_0=3$, $b=1,5$, $n=2$, $\psi=90^\circ$ отримаємо: $a=1,1909$. На рис. 9,а при цих сталих побудовано контур вихідної центроїди та окремі положення внутрішньої при її обкочуванні всередині вихідної. Характерною ознакою є те, що вершина прямого кута внутрішньої центроїди при її коченні з певною точністю окреслює контур зовнішньої.

При інших значеннях сталих b і $\rho_0=3$ за формулою (14) отримуємо інше значення сталої a . На рис. 9,б побудовано ще одну пару центроїд. Форма вихідних кривих відрізняється між собою, але в обох випадках складові дуги перетинаються під прямим кутом.

Вихідний контур із двох дуг можна задати для від'ємного значення кута ε . При цьому ми отримаємо іншу форму зовнішньої центроїди. На рис. 10 побудовані центроїди із різним кутом перетину складових

дуг. Для обох контурів сталі a і b є однаковими, а стала ρ_0 визначалася за формулою (13).

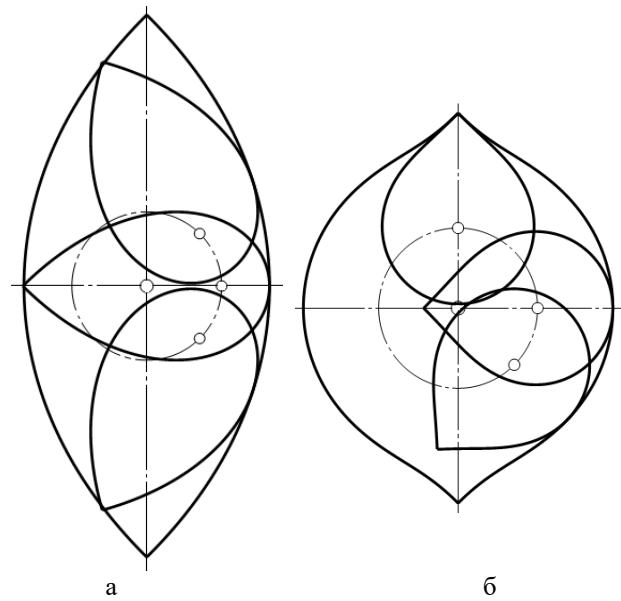


Рис. 9. Центроїди із внутрішнім зачепленням, у яких зовнішній контур складається із двох елементів, які перетинаються під прямим кутом:

Fig. 9. Centroids with internal gearing, in which the outer circuit consists of two elements that intersect at right angles:

- а) $a=1,19085$, $b=1,5$, $\psi=90^\circ$, $\rho_0=3$, $r=2,555$;
б) $a=0,00097$, $b=5$, $\psi=90^\circ$, $\rho_0=5$, $r=2,5678$

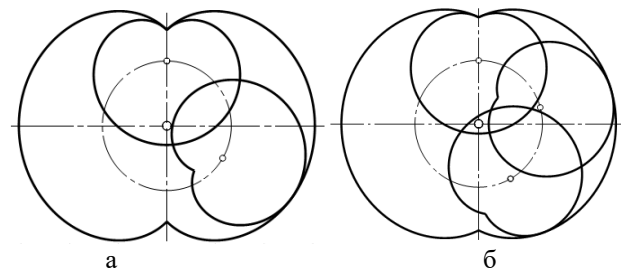


Рис. 10. Центроїди із внутрішнім зачепленням, у яких зовнішній контур складається із двох елементів, що перетинаються під різними кутами:

Fig. 10. Centroids with internal gearing, in which the outer circuit consists of two elements that intersect at different angles:

- а) $\psi=90^\circ$, $a=-0,5$, $b=1,5$, $\rho_0=6,582$, $r=2,65$;
б) $\psi=120^\circ$, $a=-0,5$, $b=1,5$, $\rho_0=9,453$, $r=4,12$

Нами розглянуто центроїди із внутрішнім зачепленням, у яких зовнішня центроїда складається із двох дуг, а внутрішня – із однієї. Вони мають різну форму в залежності від знака кута ε , утвореного дотичною до дуги в крайньому положенні із віссю Ox . Для додатного значення характерна форма, представлена на рис. 8, а для від'ємного – на рис. 10.

Можливі і інші поєднання дуг як зовнішньої, так і внутрішньої центроїд. На рис. 11 зовнішня центроїда складається із трьох симетричних дуг. При прийнятих значеннях $\psi=90^\circ$, $a=-0,2$, $b=2$, $n=3$ за формулою (13) знаходимо: $\rho_0=2,4238$. Дугу кривої будемо за рівняннями (1), (9) при зміні кута α в межах $\alpha=-\pi/3...$

$\pi/3$. Щоб контур був замкненим, отриману дугу потрібно повернути на $\pm 120^\circ$.

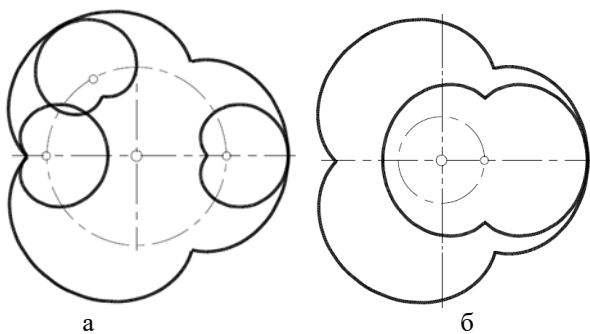


Рис. 11. Центроїди із внутрішнім зачепленням, у яких зовнішній контур складається із трьох елементів, що перетинаються під прямим кутом:

Fig. 11. Centroids with internal gearing, in which the outer contour consists of three elements intersecting at right angles:

- a) $a = -0,2$, $b = 2$, $\rho_o = 2,4238$, $r = 1,3209$;
 б) $a = -0,2$, $b = 2$, $\rho_o = 2,4238$, $r = 0,6719$

Довжина дуги елемента зовнішньої центроїди дорівнює довжині дуги елемента внутрішньої центроїди. Внутрішня центроїда складається із одного елемента (рис. 11,а) і двох елементів (рис. 11,б). Відповідно потрібно це враховувати при розв'язуванні рівняння (10). Міжцентрову відстань r знаходимо чисельними методами при підстановці в нього значення $\alpha = \pi/3$ (це відповідає дузі елемента зовнішньої центроїди) і $\varphi = \pi$ (рис. 11,а) та $\varphi = \pi/2$ (рис. 11,б), що відповідає довжинам дуг елементів внутрішніх центроїд). Якщо число елементів внутрішньої центроїди задати рівне трьом, то внутрішня і зовнішня центроїди збіжаться і розв'язок рівняння (10) дасть результат $r = 0$. Це стосується всіх центроїд внутрішнього зачеплення із рівним числом елементів зовнішньої і внутрішньої центроїд.

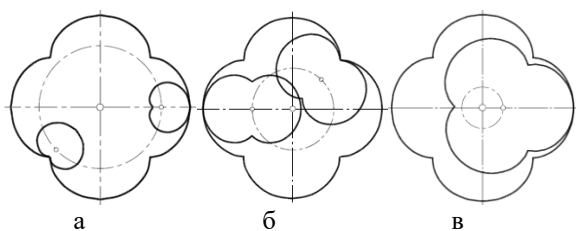


Рис. 12. Центроїди із внутрішнім зачепленням, у яких зовнішній контур складається із чотирьох елементів, що перетинаються під прямим кутом:

Fig. 12. Centroids with internal gearing, in which the outer contour consists of four elements intersecting at right angles:

- a) $a = -0,2$, $b = 2$, $\rho_o = 1,4224$, $r = 0,8203$;
 б) $a = -0,2$, $b = 2$, $\rho_o = 1,4224$, $r = 0,5569$;
 в) $a = -0,2$, $b = 2$, $\rho_o = 1,4224$, $r = 0,2801$

Подібним чином можна будувати центроїди внутрішнього зачеплення із різними комбінаціями числа їх елементів. При цьому в рівнянні (10) потрібно задавати $\alpha = \pi/n$ і $\varphi = \pi/m$, де n – число елементів зовнішньої центроїди і m – число елементів внутрішньої центроїди. На рис. 12 побудовані можливі комбі-

нації внутрішнього зачеплення центроїд, у яких зовнішня центроїда складається із чотирьох елементів, що перетинаються під прямим кутом. Прямий кут є мінімальним значенням кута перетину дуг елементів, при якому можливе кочення центроїд без заклинювання.

Якщо кутові ψ надати від'ємного значення, то можна побудувати центроїди іншої форми. Наприклад, при підстановці у формулу (15) значень $b = 3,5$, $\rho_o = 2$, $\psi = -\pi/2$, $n = 6$ отримаємо: $a = 0,2684$. Зовнішня центроїда, побудована за наведеними даними, має форму, зображену на рис. 13.

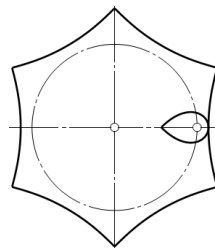


Рис. 13. Центроїди для $a = 0,2684$, $b = 3,5$, $\rho_o = 2$, $\psi = -\pi/2$, $r = 1,9942$, $n = 6$, $m = 1$.

Fig. 13. Centroids for $a = 0,2684$, $b = 3,5$, $\rho_o = 2$, $\psi = -\pi/2$, $r = 1,9942$, $n = 6$, $m = 1$.

Збільшуючи число m елементів внутрішньої центроїди, одержимо пари центроїд із внутрішнім зачепленням, зображених на рис. 14.

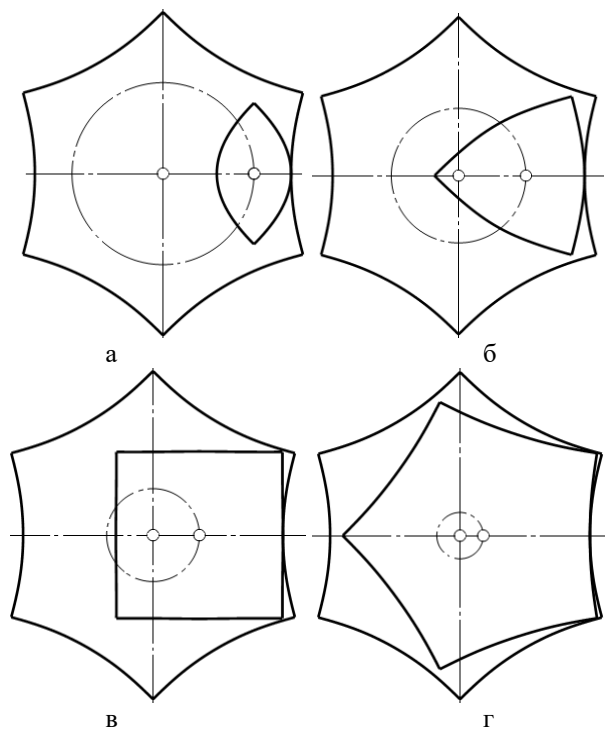


Рис. 14. Пари центроїд внутрішнього кочення із однаковим зовнішнім контуром, побудованим при $a = 0,2684$, $b = 3,5$, $\rho_o = 2$:

Fig. 14. Pairs of centroids of internal rolling with the same external contour constructed at $a = 0,2684$, $b = 3,5$, $\rho_o = 2$:

- a) $r = 1,6103$; б) $r = 1,2123$;
 в) $r = 0,8098$; г) $r = 0,4054$

Знаходження міжцентрової відстані r здійснювалося так як і для інших випадків – підстановкою у рівняння (10) сталих ρ_0 , a , b вихідної кривої та значень кутів $\alpha=\pi/n$ і $\varphi=\pi/m$.

Розглянемо центроїди із зовнішнім зачепленням (або із зовнішнім контактом). При цьому виникають деякі зміни в аналітичному описі розшукуваної центроїди і виразу кута φ . Це впливає із змін геометричних параметрів рис. 1. Для зовнішнього контакту рис. 1 має вигляд, наведений на рис. 15.

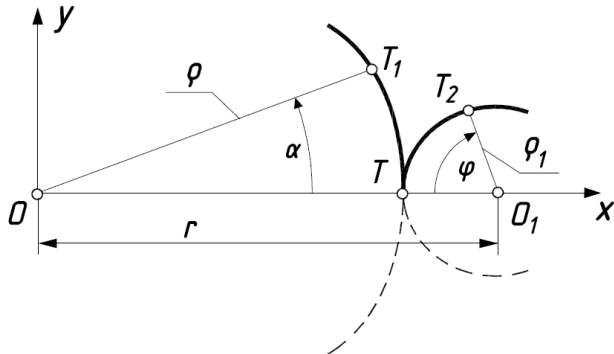


Рис. 15. Графічна ілюстрація до моделювання кривих із спільною точкою дотику при їх зовнішньому контакті

Fig. 15. Graphic illustration for modeling curves with a common point of contact at their external contact

Відмінності полягають в наступному: 1) міжцентрова відстань r є сумою вектор-радіусів ρ і ρ_1 ; 2) при додатному зростанні кута α кут φ зменшується, тобто має протилежний знак. Із врахуванням цього вираз для визначення кута φ (рис. 15) приймає наступний вигляд:

$$\varphi = \alpha + \pi - \frac{2r}{b\sqrt{a^2 - (\rho_0 - r)^2}} \times \times \text{Arctg} \left(\frac{\sqrt{a + r - \rho_0} \tanh \frac{b\alpha}{2}}{\sqrt{a - r + \rho_0}} \right). \quad (16)$$

Параметричні рівняння веденої центроїди мають вигляд:

$$\begin{aligned} x_2 &= (r - \rho) \cos \varphi + r; \\ y_2 &= -(r - \rho) \sin \varphi, \end{aligned} \quad (17)$$

де залежності $\rho=\rho(\alpha)$ і $\varphi=\varphi(\alpha)$ наведені у (9) і (16) відповідно.

Побудова ведучої і веденої центроїд для їх зовнішнього контакту відбувається за тим же алгоритмом, що і для внутрішнього контакту. На певні відмінності ми звернемо увагу у потрібних випадках. Почнемо із ведучої центроїди, яка може складатися із одного елемента на відміну від внутрішнього контакту центроїд, де мінімальне число елементів вихідної центроїди становило два.

За умови перетину кривої під прямим кутом при $a = -1,5$, $b = 0,5$ за формулою (13) знаходимо: $\rho_0 = 5,4897$. Вихідну криву будуюмо за рівняннями (1) і (9) при зміні кута $\alpha = -\pi \dots \pi$, тобто за правилом $\alpha = \pi/n$. Для побудови веденої центроїди потрібно спочатку знайти міжцентрову відстань r . Її знаходимо чисельним розв'язанням рівняння (16) при $\alpha = \pi$ і $\varphi = 0$. Пояснюється це тим, що при повороті радіус-вектора ρ

(рис. 15) на кут $\alpha = \pi$ радіус-вектор ρ_1 для одного елемента веденої центроїди теж повинен повернутися на такий же кут в протилежну сторону, тобто від початкового положення $\varphi = \pi$ до кінцевого $\varphi = 0$. В результаті розв'язання отримуємо: $r = 6,804$. Вихідна центроїда та окремі положення веденої центроїди за отриманими даними побудовано на рис. 16.

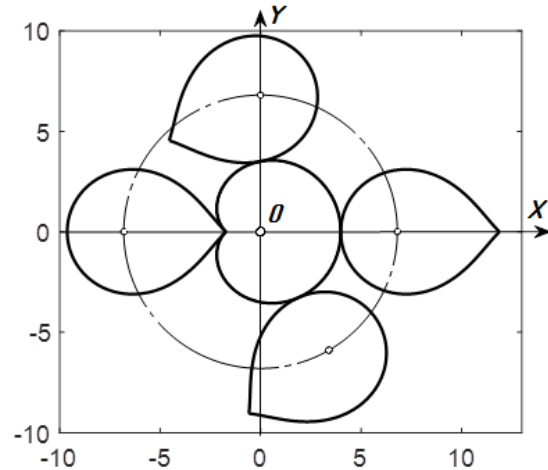


Рис. 16. Зовнішнє кочення центроїд, отриманих при $a = -1,5$, $b = 0,5$, $\rho_0 = 5,4897$, $r = 6,804$.

Fig. 16. External rolling centroid obtained at $a = -1,5$, $b = 0,5$, $\rho_0 = 5,4897$, $r = 6,804$.

При розв'язуванні рівняння (16) величину кута φ в залежності від числа елементів m веденої центроїди знаходимо не так, як для центроїд із внутрішнім контактом. Зважаючи на зворотний відлік кута φ , його величина визначається за формулою: $\varphi = \pi(m-1)/m$. Для одного елемента $\varphi = 0$, для двох – $\varphi = \pi/2$ і т.д.

Побудуємо центроїди при сталому значенні сталої a . Нехай $a = 0,1$, $b = 2$. За формулою (12) для $\psi = 90^\circ$ знаходимо: $\rho_0 = 26,774$. Центроїди за наведеними даними побудовано на рис. 17.

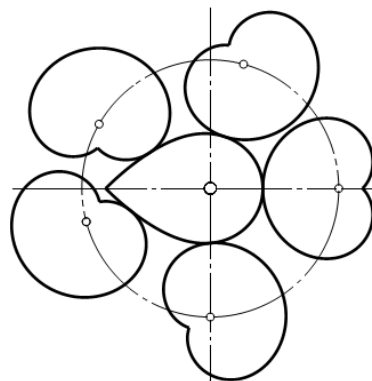


Рис. 17. Зовнішнє кочення центроїд, отриманих при $a = 0,1$, $b = 2$, $\rho_0 = 26,774$, $r = 65,72$.

Fig. 17. External rolling centroid obtained at $a = 0,1$, $b = 2$, $\rho_0 = 26,774$, $r = 65,72$.

На рис. 18 зображено пари центроїд, у яких криві перетинаються під кутом $\psi = 120^\circ$ вихідні центроїди конгруентні і ведені мають різне число елементів.

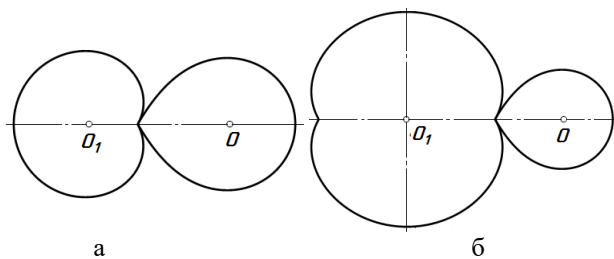


Рис. 18. Пари центроїд, у яких вихідна крива складається із одного елемента, отриманого при $a=0,1$, $b=2$, $\rho_o=65,975$:

Fig. 18. Pairs of centroids in which the original curve consists of one element obtained at $a=0,1$, $b=2$, $\rho_o=65,975$:

- а) $m=1$, $r=141,9$;
б) $m=2$, $r=211,61$;

На рис. 19 зображено центроїди, у яких криві перетинаються під кутом $\psi=90^\circ$. Вихідні центроїди конгруентні і складаються із двох елементів, а ведені мають різне число елементів.

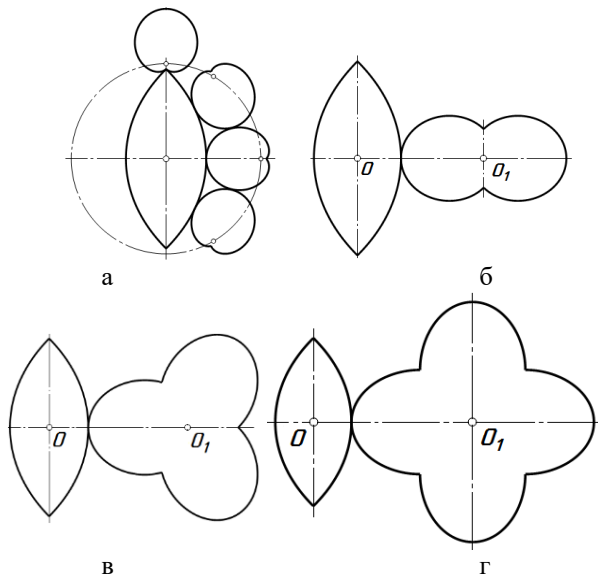


Рис. 19. Зовнішнє зачеплення центроїд, у яких вихідна крива складається із двох елементів, отриманих при $a=0,7939$, $b=1,5$, $\rho_o=2$:

Fig. 19. External gearing of centroids, in which the original curve consists of two elements obtained at $a=0,7939$, $b=1,5$, $\rho_o=2$:

- а) $m=1$, $r=6,5958$; б) $m=2$, $r=8,102$;
в) $m=3$, $r=9,864$; г) $m=4$, $r=11,689$

Аналогічні зображення для $n=3$, тобто зовнішнє зачеплення для вихідної центроїди із трьох елементів наведено на рис. 20.

Зображення зовнішнього зачеплення для $n=12$ і від'ємного кута $\psi=-90^\circ$ наведено на рис. 21.

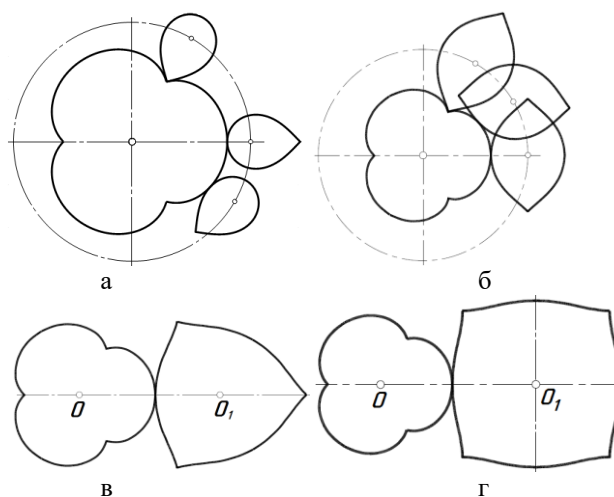


Рис. 20. Зовнішнє зачеплення центроїд, у яких вихідна крива складається із трьох елементів, отриманих при $a=-0,2$, $b=2$, $\rho_o=2,4238$:

Fig. 20. External gearing of centroids, in which the original curve consists of three elements obtained at $a=-0,2$, $b=2$, $\rho_o=2,4238$:

- а) $m=1$, $r=2,772$; б) $m=2$, $r=3,4377$;
в) $m=3$, $r=4,1126$; г) $m=4$, $r=4,7901$

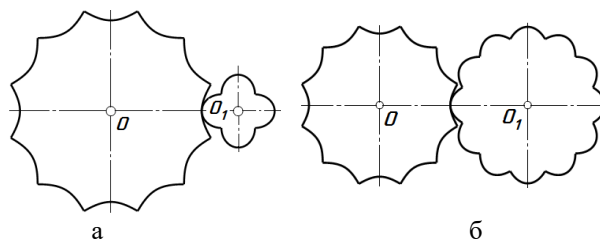


Рис. 21. Зовнішнє зачеплення центроїд, у яких вихідна крива складається із 12 елементів, отриманих при $a=0,8988$, $b=3,5$, $\rho_o=2$:

Fig. 21. External gearing of centroids, in which the original curve consists of 12 elements obtained at $a=0,8988$, $b=3,5$, $\rho_o=2$:

- а) $m=4$, $r=4,061$; б) $m=12$, $r=6,07$

Висновки

1. В статті розроблено алгоритм побудови центроїд некруглих коліс, які складаються із дуг симетричних кривих. Величину кута в точці їх з'єднання можна задавати. Центроїди можна конструювати як із внутрішнім, так і зовнішнім зачепленням. Для внутрішнього зачеплення кількість дуг (елементів) внутрішньої центроїди повинна бути на одиницю менша від кількості елементів зовнішньої центроїди.

2. Для зовнішнього зачеплення співвідношення елементів для обох центроїд може бути задане без обмежень. Зміною форми кривої можна отримувати різні поєднання пар центроїд. На криву накладаються певні обмеження: 1) вона повинна бути симетричною; 2) її аналітичний опис повинен допускати інтегрування отриманого в статті виразу.

Список літератури

1. Литвин Ф. Л. Некруглые зубчатые колеса. Москва. Машгиз, 1956. 312 с.
2. Литвин Ф. Л. Теория зубчатых зацеплений. Москва. Наука, 1968. 584 с.
3. Савелов А. А. Плоские кривые. Систематика, свойства, применения. Москва. Физматгиз, 1960. 294 с.
4. Коврегін В. В., Маловик І. В. Аналітичний опис центроїд некруглих зубчатих Праці ТДАТУ. Вип. 4. Прикладна геометрія та інженерна графіка. 2011. Т. 49. С. 125-129.
5. Легета Я. П. Опис та побудова спряжених центроїд некруглих зубчастих коліс. Сучасні проблеми моделювання: зб. наук. праць МДПУ ім. Богдана Хмельницького, 2014. Вип. 3. С. 87-92.
6. Легета Я. П., Шоман О. В. Геометричне моделювання центроїд некруглих зубчастих коліс за передавальною функцією. Геометричне моделювання та інформаційні технології. Науковий журнал: МНУ імені О. Сухомлинського. 2016. № 2. С. 59-63.
7. Падалко А. П., Падалко Н. А. Зубчатая передача с некруглым колесом. Теория механизмов и машин. 2013. № 2. Том 11. С. 89-96. Режим доступа: <http://tmm.spbstu.ru/22/padalko.pdf>
8. Соболев А. Н., Некрасов А. Я., Арбузов М. О. Моделирование механических передач с некруглыми зубчатыми колесами. Вестник МГУ «Станкин». 2017. № 1(40). С. 48-51. Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=28904475>.
9. Утумов Н. П. Цепные приводы с некруглыми зубчатыми колёсами: монография. Луганск. Ноулидж, 2011. 198 с.
10. T. Hasse. Über die vielfältigen Möglichkeiten, unrunde Zahnräder für typische Getriebeaufgaben der Technik optimal auszulegen. [Електронний ресурс] / T. Hasse. Режим доступа: http://www.optimasimula.de/downloads/moeglichkeiten_unrundraeder.pdf.

References

1. Litvin F. L. (1956). Non-circular gears. Moscow: Mashgiz, 312.
2. Litvin F. L. (1968). Theory of gears. Moscow: Science, 584.
3. Savelov A. A. (1960). Flat curves. Systematics, properties, applications. Moscow: Fizmatgiz, 294.
4. Kovregin V. V., Malovik I. V. (2011). Analytical description of the centroid of non-circular gears. Works of TSATU. Vol. 4. Applied geometry and engineering graphics. T. 49, 125-129.
5. Legeta Ya. P. (2014). Description and construction of conjugate centroids of non-circular gears. Modern modeling problems: coll. of sciences. to the MSPU them. B. Khmelnsky. № 3, 87-92.
6. Legeta Ya. P., Shoman O. V. (2016). Geometric modeling of the centroid of non-circular gears by transfer function. Geometric modeling and information technology. Scientific journal: MNU named after O. Sukhomlinsky. № 2, 59-63.

7. Padalko A. P., Padalko N. A. (2013). Gear with non-circular wheel. Theory of mechanisms and machines. 2 № 2, Vol. 11, 89-96. Access mode: <http://tmm.spbstu.ru/22/padalko.pdf>.

8. Sobolev A. N., Nekrasov A. Ya., Arbuzov M. O. (2017). Modeling of mechanical gears with non-circular wheels. Bulletin of Moscow State University "Stankin." No. 1 (40), 48-51. Access mode: <https://elibrary.ru/item.asp?id=28904475>

9. Ututov N. P. (2011). Chain drives with non-circular gears: monograph. Lugansk: Knowledge, 198.

10. T. Hasse. On the various options for optimally designing non-circular gears for typical technical transmission tasks. [Electronic resource]. Access mode: http://www.optimasimula.de/downloads/moeglichkeiten_unrundraeder.pdf.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЦЕНТРОИД НЕКРУГЛЫХ КОЛЕС С ВНУТРЕННИМ И ВНЕШНИМ КАЧЕНИЕМ ИЗ ДУГ СИММЕТРИЧНЫХ КРИВЫХ

Т. А. Кресан, С. Ф. Филиппа, И. Ю. Грищенко, Я. С. Кремец

Аннотация. В статье рассмотрено конструирование некруглых колес, которые служат центроидами при проектировании зубчатых зацеплений. Центроиды состоят из конгруэнтных дуг заданной симметричной кривой. Число этих дуг, то есть элементов центроиды, определяется видом зацепления (внутреннее или внешнее). При наружном зацеплении количество элементов обоих центроид может быть произвольным, начиная с одного элемента. При внутреннем зацеплении количество элементов внутренней центроиды должно быть на единицу меньше количества элементов внешней центроиды. Если количество элементов одинаково, то центроиды совпадают.

Качения центроид одна по другой происходит при отсутствии скольжения. Это возможно при условии, что длины дуг отдельных элементов обоих центроид равны между собой. Конструирование центроид осуществляется в полярной системе координат. Обе центроиды получаются поворотом ее элемента, то есть дуги кривой, на заданный угол вокруг полюса. Величина угла зависит от количества элементов центроиды. При качении одной центроиды по другой полюс подвижной центроиды должен описывать окружность. В таком случае качение подвижной центроиды по неподвижной можно заменить вращательным движением обеих центроид вокруг неподвижных центров (полюсов). Точка контакта центроид во время их вращения находится на отрезке, соединяющем центры вращения и который называется межцентровым расстоянием. Эта точка для некруглых колес при их вращении осуществляет определенное перемещение по указанному отрезку, а для круглых остается неподвижной.

Длина дуги элемента одной центроиды определяется величиной центрального угла, на который она опирается. Это же касается и элемента второй центроиды. Если длины дуг элементов центроид равны, то величины соответствующих углов не равны и находятся в определенной функциональной зависимости. Нахождение этой зависимости сводится к интег-

рированию выражения, полученного на основе равенства дифференциалов дуг соответствующих элементов центроид. Это выражение может быть проинтегрировано не для всех кривых, из дуг которых формируется исходная или ведущая центроида. Если выражение проинтегрировать не удастся, то построение ведомой центроиды нужно осуществлять численными методами. В статье рассмотрено кривую на основе гиперболического косинуса, для которой полученное выражение интегрируется. Приведены параметрические уравнения кривых, с дуг которых состоит как ведущая, так и ведома центроиды. Показано, что для центроид с заданным соотношением элементов межцентровое расстояние определяется однозначно. Построено рисунки центроид с различным числом элементов для внутреннего и внешнего зацепления.

Ключевые слова: центроиды, некруглые колеса, внутреннее и внешнее качение, межцентровое расстояние, параметрические уравнения кривых.

SIMULATION OF CENTROIDS OF NON-CIRCULAR WHEELS WITH INTERNAL AND EXTERNAL ROLLING FROM ARCS OF SYMMETRICAL CURVES

T. A. Kresan, S. F. Pylypaka, I. Yu. Grischenko, Ya. S. Kremets

Abstract. The article considers the design of non-circular wheels, which serve as centroids in the design of gears. Centroids consist of congruent arcs of a given symmetric curve. The number of these arcs, that is the elements of the centroid, is determined by the type of gearing (internal or external). In external gearing, the number of elements of both centroids can be arbitrary, starting with one element. In the case of internal gearing, the number of elements of the internal centroid must be one less than the number of elements of the external centroid. If the number of elements is the same, then the centroids coincide.

Rolling centroids one by one occurs in the absence of sliding. This is possible provided that the lengths of the arcs of the individual elements of both centroids are equal to each other. The construction of a centroid is carried out in a polar coordinate system. Both centroids are formed by rotating its element, that is the arc of the curve, at a given angle around the pole. The magnitude of the angle depends on the number of elements of the centroid. When rolling one centroid on the other, the pole of the moving centroid must describe the circle. In this case, the rolling of a moving centroid on a stationary one can be replaced by the rotational motion of both centroids around the fixed centers (poles). The point of contact of the centroids during their rotation is on the segment connecting the centers of rotation and which is called the center-to-center distance. This point for non-circular wheels when they rotate makes a certain movement along the specified segment, and for round wheels remains stationary.

The length of the arc of an element of one centroid is determined by the magnitude of the central angle on which it rests. The same applies to the element of the second centroid. If the lengths of the arcs of the elements of the centroid are equal, then the values of the corresponding angles are not equal and are in a certain

functional dependence. Finding this dependence is reduced to the integration of the expression obtained on the basis of the equality of the differentials of the arcs of the corresponding centroid elements. This expression may not be integrated for all curves from which the arcs of the original or leading centroid are formed. If the expression cannot be integrated, then the construction of the driven centroid must be carried out by numerical methods. The article considers a curve based on the hyperbolic cosine, for which the obtained expression is integrated. The parametric equations of the curves of which the arcs of both the leading and the driven centroids consist are given. It is shown that for a centroid with a given ratio of elements the intercenter distance is determined unambiguously. Centroid drawings with different number of elements for internal and external gearing are constructed.

Key words: centroids, non-circular wheels, internal and external rolling, center-to-center distance, parametric equations of curves.

Т. А. Кресан ORCID 0000-0002-8280-9502.

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

І. Ю. Грищенко ORCID 0000-0002-1000-9805.

Я. С. Кремець ORCID 0000-0003-0675-5757.

УДК 631.363

ДОСЛІДЖЕННЯ МОБІЛЬНОГО КОМБІНОВАНОГО КОРМОПРИГОТУВАЛЬНОГО АГРЕГАТУ

В. С. Хмельовський

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція автора: hmelvas@ukr.net.

Історія статті: отримано – липень 2020, акцептовано – жовтень 2020.

Бібл. 15, рис. 5, табл. 0.

Анотація. Розглянуті питання виконання технологічного процесу приготування кормових компонентів до згодовування для великої рогатої худоби. Головними факторами повноцінної годівлі є: повний набір незамінних поживних речовин, своєчасне, та у доступному вигляді і оптимально узгоджене у кількісному відношенні, надходження їх в організми тварин. Процес подрібнення кормових компонентів, в значній мірі, залежить від їх фізико-механічних властивостей. Однією з умов приготування кормової суміші є мінімальне використання додаткових машин, які виконують операції подрібнення, змішування та роздавання готової кормової суміші, адже це приводить до більших енергетичних та трудових затрат. Ці затрати пов'язані із додатковими розвантажувально-навантажувальними операціями кормових компонентів. При дослідженні процесів подрібнення кормових матеріалів, згідно технології підготовки кормів до згодовування, з використанням мобільних комбінованих кормоприготувальних агрегатів, за умови їх подрібнення, завантаження кормових компонентів проводили в такій послідовності: в першу чергу завантажували грубі корми, потім коренебульбоплоди, з метою зберігання соку, який виділяється. Однак досліді показали, що грубі корми, в процесі подрібнення, працюють як амортизатор, пом'якшуючи ударні навантаження на коренебульбоплоди з боку ножів, протирізів і стінок бункера. При першочерговому завантаженні коренебульбоплодів процес подрібнення був більш інтенсивним. Експерименти із довговолоконистими матеріалами та коренеплодами показали, що наявність подрібнених коренебульбоплодів в бункері, при завантаженні грубих кормів, на тривалості подрібнення останніх не позначається. Для інтенсифікації процесу подрібнення довго-волоконистих матеріалів (солома), були проведені досліді з додаванням кормів із більшою об'ємною масою (силосу), які вносилися після руйнування рулону. Результати досліджень довели, що додавання силосу дозволяє підвищити інтенсивність і ступінь подрібнення соломи, це відбувається, за рахунок ущільнення маси в активній зоні різання. Таке рішення дозволяє зменшити технологічний час роботи агрегату і збільшити його продуктивність.

Ключові слова: подрібнення, сіно, годівля тварин, середній розмір часток, щільність, агрегат.

Постановка проблеми

Нині на фермах ВРХ, з розвиненим молочним та м'ясним напрямом господарювання, для забезпечення годівлі тварин, яка є основою інтенсивного розвитку тваринництва, використовуються стаціонарні кормооб'єкти із мобільними роздавачами та мобільні комбіновані кормоприготувальні агрегати. Головними факторами повноцінної годівлі є [1, 2, 3]: повний набір незамінних поживних речовин, своєчасне і оптимально узгоджене, у кількісному відношенні, надходження їх у організми тварин.

Результати наукових досліджень та багаторічного виробничого досвіду свідчать, що з максимальною технологічною ефективністю (за виходом продукції тваринництва) кормові ресурси лише у переробленому вигляді, в складі повнорационних збалансованих сумішок, дають максимальну віддачу. Таким чином, підвищення ефективності тваринництва неможливе без правильної підготовки кормів до згодовування [4, 5]. Цей процес може включати різні технологічні операції, серед яких найважливішими і практично обов'язковими є подрібнення вихідних компонентів і приготування з них збалансованих сумішок [6, 7].

В деяких типах комбінованих кормоприготувальних агрегатів кормові компоненти: грубі корми, зелена маса, сінаж, силос та коренеплоди перед завантаженням попередньо подрібнюються. В такому випадку комбінований кормоприготувальний агрегат лише змішує між собою прийняті компоненти, мало впливаючи на їх структуру.

В хронологічному плані розвитку конструкцій комбінованих кормоприготувальних агрегатів, спочатку більша увага приділялась застосуванню в змішувальних бункерах робочих органів, пристосованих до роботи з попередньо подрібненими компонентами. [7]

Технологія з використанням додаткових машин, які виконують операцію подрібнення має більші енергетичні та трудові затрати. Ці затрати пов'язані із

додатковими розвантажувально-навантажувальними операціями кормових компонентів [9].

У зв'язку з відміченим, потрібно провести дослідження, які могли б довести ефективність використання мобільного комбінованого кормоприготувального агрегату для приготування кормових компонентів та роздавання готової кормової суміші тваринам.

Аналіз останніх досліджень

Сучасні мобільні комбіновані кормоприготувальні агрегати виконують ряд операцій [9, 10]: забір із сховищ стеблових та соковитих кормів; завантаження в приймальний бункер агрегату грубих кормів (в тому числі і у вигляді рулонів), зелених чи консервованих кормів (сінажу та силосу), коренеплодів; комбікормів-концентратів, з одночасним зважуванням завантаженої порції кожного компонента; подрібненням стеблових та соковитих кормів; змішуванням кормових компонентів; транспортуванням кормосуміші до виробничих приміщень; видачу корму в приймальний бункер стаціонарного роздавача або виконання безпосередньої роздачі корму в годівниці тваринам.

Зважаючи на розмаїття технічних засобів для годівлі тварин і різну комплектацію їх робочими органами та вузлами, а також місткістю бункера від 2 до 45 м³, подана вище технологія застосовується також у видозмінених варіантах [12, 13].

Більшість комбінованих кормоприготувальних агрегатів призначені до агрегування з колісними тракторами, але є варіанти самостійного виконання [8].

В процесі кормоприготування якість продуктів подрібнення визначають за показниками середнього розміру кормових часток та рівномірності фракційного складу; критерієм якості змішування є рівномірність розподілу кормових компонентів між собою у складі кормової суміші. Останній показник має важливе значення в разі приготування кормових сумішок не для окремих тварин, а для цілих технологічних груп. [14]

За способом завантаження, комбіновані кормоприготувальні агрегати можуть працювати в поєднанні з самостійними завантажувальними засобами, що навішуються на колісні трактори, скребковими транспортерами або завантажуватись власними пристроями (фрезбарабан). Останній варіант має перевагу, оскільки не потребує додаткових енергетичних засобів та робочого персоналу [2, 7, 9, 10, 11, 12].

На відміну від інших кормових компонентів, концентрати подають в бункер комбінованих кормоприготувальних агрегатів подрібненими, у вигляді заздалегідь приготовлених повноцінних розсіпних сумішок, з введеннями до їх складу білкових, мінеральних добавок та преміксів.

Комбіновані кормоприготувальні агрегати оснащуються пристроями вагового дозування [12, 14], прийнятих компонентів та системами програмованого управління процесом змішування та видачі кормової суміші, за заданою програмою, для різних вікових груп тварин та їх виробничих напрямів. Застосування

електронних ваг гарантує точний результат вмісту кормових елементів в суміші навіть при додатковій подачі мінеральних кормових добавок.

Комбіновані кормоприготувальні агрегати горизонтального типу мають обмежене застосування, тому що: руйнують і роздавлюють корм (тобто відбувається перемішування з пресуванням); мають високу енергоємність; період змішування складає 20 хв. і більше; недостатньо перемішують вологий сінаж. Самозавантажувальні горизонтальні кормороздавачі також складні в обслуговуванні та експлуатації.

Спосіб вертикального змішування на сьогодні є найбільш досконалий, якщо мати на увазі всі висунуті до нього вимоги [12, 15]. Вертикальні комбіновані кормоприготувальні агрегати дозволяють одержати більш гомогенну кормову масу. Вони схильні до незначного зношування робочих органів, а затрати енергії на урухомлення робочих органів порівняно менші.

В агрегатах почали застосовувати ножові робочі органи, які дозволяють подрібнювати корми до необхідного розміру під час змішування. Ними оснащуються горизонтальні та вертикальні шнеки, лопаті. Ножі закріплюються на периферії витків, а самі витки встановлюють в такому порядку, щоб вони в процесі змішування, утворювали два і більше контури циркуляції кормового матеріалу. Ножі мають різні геометричні форми: у вигляді кола, квадрата, сегмента, прямокутника, ексцентричного кола, поєднання випуклих дуг та інші.

Кількість горизонтальних ножових шнеків з різнонаправленими витками буває від одного до чотирьох, а турбошнеків - від одного до трьох. Бункери вертикального типу мають конусну форму (при наявності одного турбошнека) і видовжену, коли турбошнеків два чи три. Наведена різноманітність конструкційних рішень, пов'язана із пошуками мінімальних затрат енергії на процес подрібнення та підвищенням стійкості до зношування і довговічності робочих органів. Характерною для цього типу машин є можливість використання їх в корівниках та телятниках з обмеженими по ширині кормовими проїздами [1, 2, 7, 9, 11, 15].

Видача приготовленої кормової суміші здійснюється на одну, чи дві сторони одночасно, за допомогою ланцюгово-скребкових, стрічкових та стрічково-планчатих транспортерів.

Поряд з використанням світового досвіду, для подальшого вдосконалення конструктивних рішень, підлягають вивченню і відпрацюванню такі вузлові питання:

- виявити найбільшу ефективність подрібнення кормових компонентів у бункері мобільного комбінованого кормоприготувального агрегату;

- вибір інтервалів кутів нахилу стінок бункера на всьому проміжку його робочої довжини, при яких забезпечується сходження кормових мас до ножів шнекового змішувача;

- обґрунтування раціональної комплектації шнеків робочими органами та визначення геометричних і кінематичних параметрів шнека: довжини ножів на всіх рівнях висоти шнека, розміри бічної поверхні внутрішнього конуса, поєднання ножів

з прямими та косонаправленими лезами, кути нахилу площин ножів, при яких забезпечується циркуляційне переміщення кормових потоків.

Мета досліджень

Метою роботи було: виявити найбільшу ефективність подрібнення кормових компонентів у бункері мобільного комбінованого кормоприготувального агрегату шляхом зміни послідовності їх завантаження.

Під час дослідження використовувався мобільний комбінований кормоприготувальний агрегат, виробництва ТДВ «Брацлав», з об'ємом бункера 9 м³, який урухомлювався від валу відбору потужності трактора МТЗ-80 та грейферний навантажувач, на базі трактора МТЗ-80 [3, 8]. Об'єм бункера дає змогу приготувати разову порцію корму для 200 голів дійного стада.

Для визначення часу, який припадає на виконання технологічних операцій, використовували багатоканальний електронний таймер. Дослідження проводились при температурі навколишнього середовища від + 7 °С до + 17 °С.

Результати досліджень

При дослідженні процесів подрібнення кормових матеріалів, згідно технології підготовки кормів до згодовування, з використанням мобільних комбінованих кормоприготувальних агрегатів, за умови їх подрібнення, завантаження кормових компонентів проводили в такій послідовності: в першу чергу завантажували грубі корми, потім коренебульбоплоди, з метою зберігання соку, який виділяється.

При подрібненні коренебульбоплодів (рис. 1) вимірювали їх лінійні розміри (діаметр і висоту)

(поспіль, не менше 25 шт.) і порівнювали з розміром частинок кінцевого продукту.



Рис. 1. Приготування коренеплодів у МККПА.
Fig. 1. Preparation of root crops in MCFPU.

При проведенні дослідів з подрібнення цілих коренебульбоплодів, частки вимірювалися за найбільшими лінійними розмірами: довжиною a та діаметром (шириною) b , виміряними в одній з перпендикулярних площин. Середній розмір коренеблу та подрібнених часток визначався за формулою:

$$\bar{x} = \sqrt{a^2 + b^2} \quad (1)$$

Однак досліді показали, що грубі корми, в процесі подрібнення, працюють як амортизатор, пом'якшуючи ударні навантаження на коренебульбоплоди з боку ножів, протиризів і стінок бункера. При першочерговому завантаженні коренебульбоплодів процес подрібнення був більш інтенсивним. Характер зменшення середньозважених розмірів часток коренебульбоплодів, від тривалості подрібнення, наведено на (рис. 2).

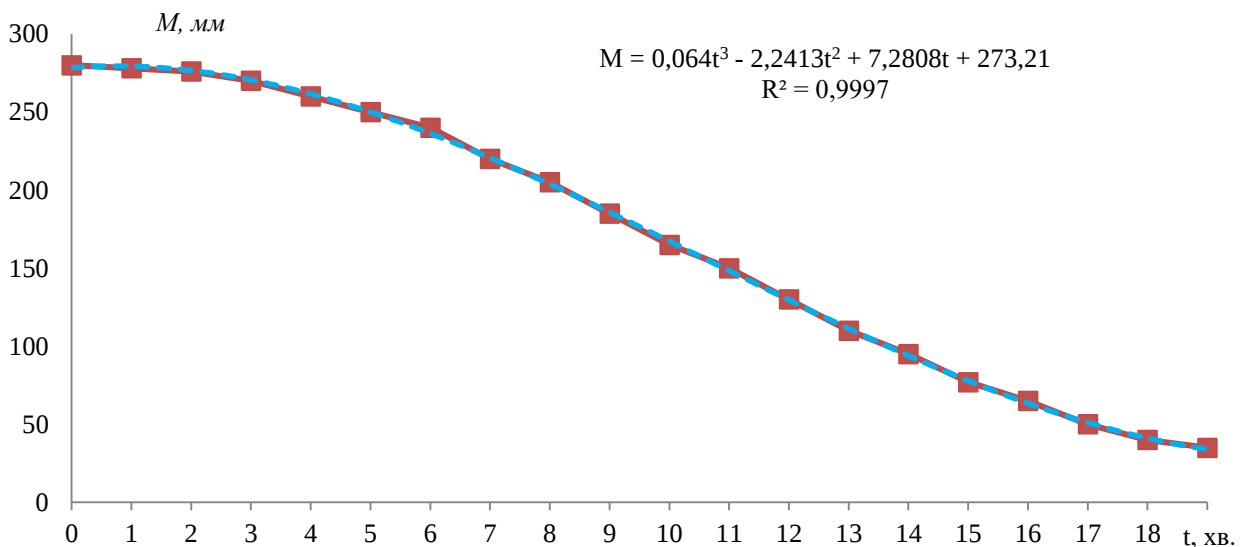


Рис. 2. Графік зміни середнього розміру часток коренеплодів від тривалості подрібнення

Fig. 2. Graph of the change in the average particle size of the roots from the duration of grinding

Отриману криву (рис. 2) можна апроксимувати функцією полінома 3 порядку,

$$M = 0,064 t^3 - 2,2413 t^2 + 7,2808 t + 273,21 \quad (2)$$

з достовірністю $R^2 = 0,9997$, при цьому інтенсивність I процесу складе:

$$I = \frac{dM}{dt} = 0,192 t - 4,4826. \quad (3)$$

Тривалість ефективного процесу подрібнення, тобто час, після якого подальше подрібнення практично не відбувається, становить $t = 23,35$ хв, а

середній розмір часток (за довжиною) після подрібнення $M = 36,00$ мм.

Експерименти із довговолокнистими матеріалами та коренеплодами, показали, що наявність подрібнених коренеплодів в бункері, при завантаженні грубих кормів, на тривалості подрібнення останніх не позначається. Інтенсивніше, процеси подрібнення протікають при роботі на сухому люцерновому сіні (вологість сіна під час експерименту знаходилась в межах 11,2 - 16,8 %) (рис. 3).

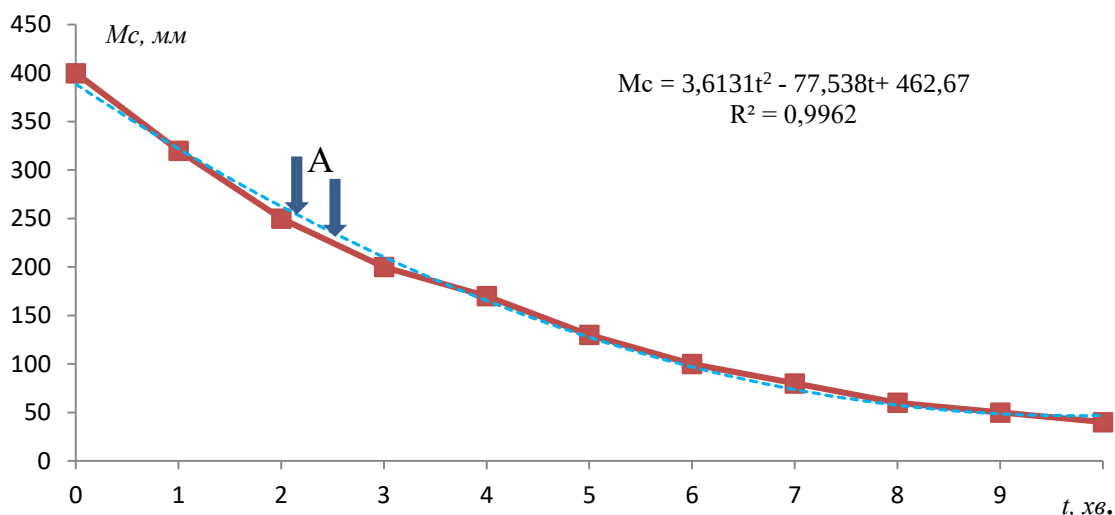


Рис. 3. Графік зміни розміру часток сіна від тривалості подрібнення: А - проміжок руйнування цілості рулону знаходиться в межах 2,0 – 2,3 хв.

Fig. 3. The schedule of change of the size of particles of hay from duration of crushing: And - the interval of destruction of integrity of a roll is within 2,0 - 2,3 min.

Апроксимуємо отриману криву (рис. 3) та отримаємо вираз у вигляді полінома другого порядку:

$$Mc = 3,6131 t^2 - 77,538 t + 462,67, \quad (4)$$

при достовірності $R^2 = 0,9962$, при цьому інтенсивність I процесу складе:

$$I = \frac{dMc}{dt} = 7,23 t - 77,538. \quad (5)$$

Згідно отриманих рівнянь час закінчення процесу подрібнення грубих кормів знаходиться на рівні 10,72 хв., при цьому величина часток за довжиною становить $Mc = 46,68$ мм.

Швидке подрібнення можна пояснити тим, що сухе сіно є крихким матеріалом і тому замість різання переважає процес переламування та перетирання (розщеплення). Подрібнене сіно в такому стані необхідно змішувати з вологими силосованими кормами, коренеплодами, а потім роздавати тваринам. Це дає можливість частково притупити гострі кромки стебел, яких є занадто багато у кормовій суміші.

Графік зміни середньої довжини частинок при подрібненні ячмінної та пшеничної соломи у паках з плином часу представлений на (рис. 4).

Апроксимуємо криву на (рис. 4), отримаємо функцію полінома 2 порядку:

$$Mnc = 2,2786 t^2 - 60,57 t + 459,52, \quad (6)$$

при достовірності $R^2 = 0,9989$.

Інтенсивність процесу

$$I = \frac{dMnc}{dt} = 4,5572 t - 60,57. \quad (7)$$

Прирівнявши похідну до нуля, отримаємо тривалість подрібнення ячмінної соломи $t = 13,29$ хв. та підставивши t у вираз (6), одержимо очікувану довжину продукту $Mnc = 57,0$ мм.

Як видно з вищеописаного, інтенсивність подрібнення соломи досить низька. Це пов'язано з тим, що ячмінна солома має низьку щільність, і гравітаційних та інерційних сил недостатньо, щоб подати масу в зону активного різання, тому переважає ефект розрихлення.

Для інтенсифікації процесу подрібнення довговолокнистих матеріалів (солома, сіно), були проведені досліді з додаванням кормів із більшою об'ємною масою (силосу і жому), які вносилися після руйнування рулону. Так, в одному з дослідів, на 1 рулон соломи масою 255,5 кг було завантажено 848 кг силосу.

Визначено, що довжина подрібнення до середнього розміру часток $Msc = 43,26$ мм згідно до зоотехнічних вимог, проходить за час переробки, який повинен бути не менше 9,34 хв. (рис. 5).

Отриману криву апроксимуємо виразом:

$$Msc = 6,0931 t^2 - 113,8 t + 574,66, \quad (8)$$

з достовірністю $R^2 = 0,9727$.

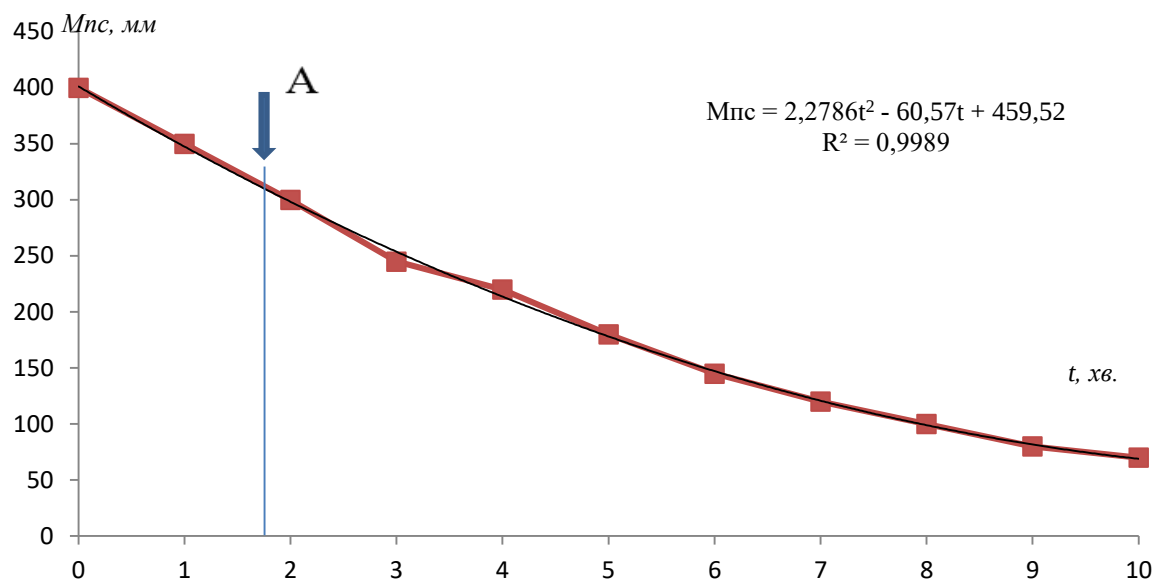


Рис. 4. Графік зміни розміру часток ячмінної соломи від тривалості подрібнення: А - точка руйнування цілісності пака.

Fig. 4. Graph of change in the size of barley straw particles from the duration of grinding: A - the point of destruction of the integrity of the pack.

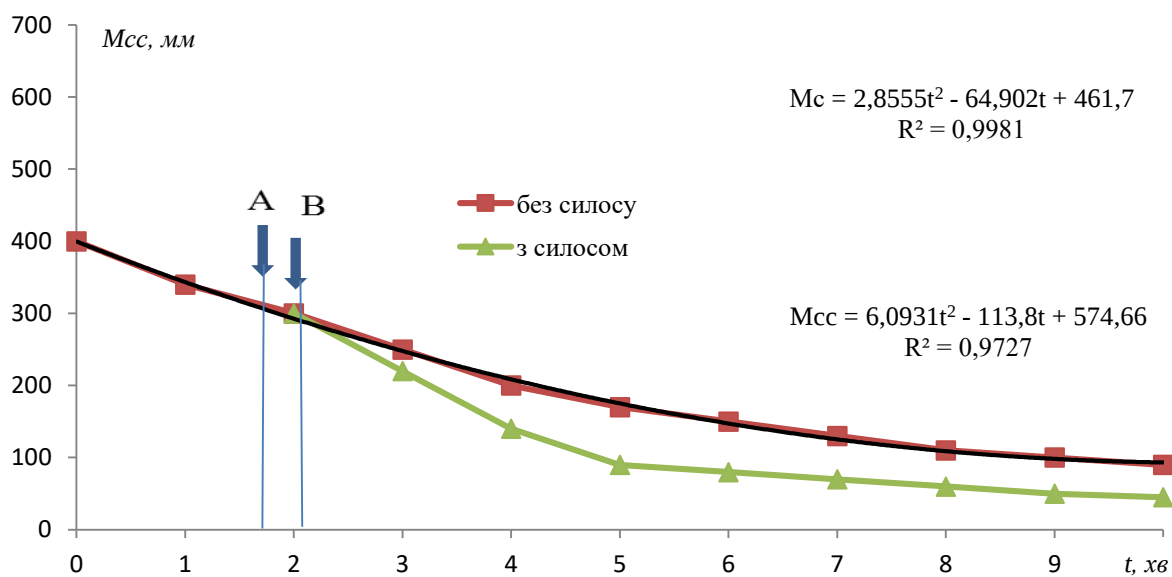


Рис. 5. Зміна розмірів часток соломи в залежності від тривалості подрібнення її в суміші з силосом: А - точка повного руйнування рулону; В - точка додавання силосу.

Fig. 5. Changing the particle size of straw depending on the duration of grinding it in a mixture with silage: A - the point of complete destruction of the roll; B - the point of addition of silage.

Визначивши інтенсивність процесу:

$$I = \frac{dM}{dt} = 12,1862t - 113,8. \quad (9)$$

Отримаємо час закінчення процесу подрібнення $t = 9,34$ хв., а довжину часток $x = 43,26$ мм.

Результати досліджень довели, що додавання силосу дозволяє підвищити інтенсивність і ступінь подрібнення соломи, це відбувається за рахунок ущільнення маси в активній зоні різання. Таке рішення дозволяє зменшити технологічний час роботи агрегату і збільшити його продуктивність.

Висновки

1. При подрібненні кормових матеріалів, з метою зберігання соку, який виділяється із коренеплодів, в першу чергу завантажували грубі корми, потім коренебульбоплоди. Однак досліди показали, що грубі корми, в процесі подрібнення, працюють як амортизатор, пом'якшуючи ударні навантаження на коренебульбоплоди з боку ножів, протирізів і стінок бункера. При першочерговому завантаженні коренебульбоплодів процес подрібнення був більш інтенсивним.

2. Порівняння процесу подрібнення сухого люцернового сіна та ячмінної соломи показали, що інтенсивніше процеси подрібнення протікають при роботі із сіном, яке є крихким матеріалом і тому замість різання переважає процес переламування та перетирання (розщеплення). Інтенсивність подрібнення соломи досить низька. Це пов'язано з тим, що ячмінна солома має низьку щільність, і гравітаційних та інерційних сил недостатньо, щоб подати масу в зону активного різання.

3. Додавання силосу дозволяє підвищити інтенсивність і ступінь подрібнення соломи, за рахунок ущільнення маси в активній зоні різання. Це дозволяє зменшити технологічний час роботи агрегату і збільшити його продуктивність.

Список літератури

1. Сучасні технології виробництва молока у країнах ЄС та перспективи впровадження їх в Україні. В. Костенко, А. Угнівенко, Д. Носевич, Т. Антонюк. Збірник наукових праць. Кам'янець-Подільський. 2010. Вип. 18. Серія «Технологія виробництва і переробки продукції тваринництва». С. 94-97.
2. Штефан Шмідлін Вален. Один робот годує 500 корів. Агроексперт. 2009. № 4. С. 56-57.
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 : [науково-практичний посібник]. К. : Фенікс, 2008. 104 с.
5. Окопний О. М. Відродження тваринництва в Україні та напрями його розвитку. Економіка АПК. 2003. № 5. С. 8-14.
6. Методичні рекомендації з годівлі високопродуктивних корів. В. Костенко, Д. Мельничук, Г. Богданов, І. Ібатуллін, В. Кандиба. 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. Пилипенко О. М., Хмельовський В. С., Василюк В. І. Аналіз способів роздачі кормів на фермах. Науковий вісник Національного аграрного університету. 2007. Вип. 115. С. 56-61.
9. Хмельовський В. С. Перспективні технологічні рішення підготовки кормів для згодовування рогатих худобі. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: Техніка та енергетика АПК. 2013. Вип. 185. Ч. 2. С. 390-394.
10. Хмельовський В. С. Тенденції приготування кормосумішей для корів в умовах тваринницької ферми господарства. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. 2019. Vol. 10. No 1. P. 35-40.

11. Ревенко І., Лісовенко Т., Хмельовський В. Сучасний ринок засобів роздавання кормів рогатих худобі. Пропозиція. 2008. № 9. С. 106-116.

12. Геремезов Д., Шевченко В. Применение кормораздатчиков-смесителей – залог повышения продуктивности крупного рогатого скота. Техніка АПК. 2006. № 4. С. 16-18.

13. Ібатуллін І. І., Мельничук Д. О. Богданов Г. О. Годівля сільськогосподарських тварин. Вінниця : Нова Книга, 2007. 616 с.

14. Погорілий Л., Ясенецький В., Лінник М. Сучасна техніка для приготування та роздавання кормів на фермах ВРХ. Техніка АПК. 1999. № 4. С. 31-33.

15. Ревенко І. І., Хмельовський В. С. Оцінка якості змішування кормів мобільним комбінованим кормоприготувальним агрегатом. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: Техніка та енергетика АПК. 2016. Вип. 251. С. 91-100.

References

1. Modern technologies of milk production in EU countries and prospects of their implementation in Ukraine. V. Kostenko, A. Uhnivenko, D. Nosevych, T. Antonyuk. Collection of scientific works. Kamyanets-Podilsky. 2010. Vip. 18. Series «Technology of production and processing of livestock products». P. 94-97.
2. Stefan Schmidlin Valen. (2009). One robot feeds 500 cows. Agroexpert. № 4. 56-57.
3. Khmelovskiy 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. Methodical recommendations for feeding highly productive cows. V. Kostenko, D. Melnychuk, G. Bogdanov, I. Ibatullin, V. Kandyba. Kyiv: NAU Publishing Center, 2006. 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. Pilipenko O. M., Khmelovsky V. S., Vasilyuk V. I. (2007). Analysis of methods of feed distribution on farms. Scientific Bulletin of the National Agrarian University. 115. 56-61.
9. Khmelovskiy V. S. (2013). Promising technological solutions for the preparation of feed for feeding cattle. Scientific Bulletin of the National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: Engineering and energy of AIC. 185(2). 390-394.
10. Khmelovskiy V. S. (2019). Trends in the preparation of feed for cows in the livestock farm.

Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Vol. 10. No 1. 35-40.

11. Revenko I., Lisovenko T., Khmelovskyi V. (2008). The modern market of means of distribution of forages to cattle. Offer. № 9. 106-116.

12. Geremezov D., Shevchenko V. (2006). The use of feed dispensers-mixers - the key to increasing the productivity of cattle. Agricultural machinery. № 4. 16-18.

13. Ibatullin I. I., Melnichuk D. O., Bogdanov G. O. (2007). Feeding of farm animals. Vinnytsia: Nova Kniga. 616.

14. Pogoriliy L., Yasenetsky V., Linnyk M. (1999). Modern equipment for preparation and distribution of feed on cattle farms. Agricultural machinery. № 4. 31-33.

15. Revenko I. I., Khmelovskyi V. S. (2016). Estimation of quality of mixing of forages by the mobile combined forage preparation unit. Scientific Bulletin of the National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: Engineering and energy of AIC. 251. 91-100.

ИССЛЕДОВАНИЕ МОБИЛЬНОГО КОМБИНИРОВАННОГО КОРМОПРИГОТОВИТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

В. С. Хмельевский

Аннотация. Рассмотрены вопросы выполнения технологического процесса приготовления кормовых компонентов к скармливанию крупному рогатому скоту. Главными факторами полноценного кормления являются: полный набор незаменимых питательных веществ, своевременное, и в доступном виде и оптимально согласовано в количественном отношении, поступлении их в организмы животных. Процесс измельчения кормовых компонентов, в значительной степени, зависит от их физико-механических свойств. Одним из условий приготовления кормовой смеси, является минимальное использование дополнительных машин, которые выполняют операции измельчения, смешивания и раздачи готовой кормовой смеси, ведь это приводит к большим энергетическим и трудовым затратам. Эти затраты связаны с дополнительными разгрузочно-погрузочными операциями кормовых компонентов. При исследовании процессов измельчения кормовых материалов, согласно технологии подготовки кормов к скармливанию, с использованием мобильных комбинированных кормоприготовительных агрегатов, при условии их измельчения, загрузку кормовых компонентов проводили в такой последовательности: в первую очередь загружали грубые корма, затем корнеклубнеплоды, с целью сохранения сока, который выделяется. Однако опыты показали, что грубые корма, в процессе измельчения, работают как амортизатор, смягчая ударные нагрузки на корнеклубнеплоды со стороны ножей, противорезов и стенок бункера. При первоочередной загрузке корнеклубнеплодов процесс измельчения был более интенсивным. Эксперименты с длиноволокнистыми материалами и корнеклубнеплодами показали, что наличие измельченных корнеклубнеплодов в бункере, при загрузке грубых кормов, на продолжительность

измельчения последних не сказывается. Для интенсификации процесса измельчения долговолоконистых материалов (солома), были проведены опыты с добавлением кормов с большим объемным весом (силоса), которые вносились после разрушения рулона. Результаты исследований показали, что добавление силоса позволяет повысить интенсивность и степень измельчения соломы, это происходит за счет уплотнения массы в активной зоне резания. Такое решение позволяет уменьшить технологическое время работы агрегата и увеличить его производительность.

Ключевые слова: измельчение, сено, кормление животных, средний размер частиц, плотность, агрегат.

RESEARCH OF MOBILE COMBINED FEED PREPARATION UNIT

V. S. Khmelovskyi

Abstract. The issues of implementation of the technological process of preparation of feed components for feeding for cattle are considered. The main factors of complete feeding are: a complete set of essential nutrients, timely and affordable and optimally coordinated in quantitative terms of their entry into the bodies of animals. The process of grinding feed components, to a large extent, depends on their physical and mechanical properties. One of the conditions for preparing the feed mixture is the minimum use of additional machines that perform the operations of grinding, mixing and distribution of the finished feed mixture, because it leads to higher energy and labor costs. These costs are associated with additional loading and unloading operations of feed components. In the study of the processes of grinding feed materials, according to the technology of preparation of feed for feeding, using mobile combined feed preparation units, provided their grinding, loading feed components was carried out in the following sequence: first loaded roughage, then root crops, for storage stands out. However, experiments have shown that roughage, in the process of grinding, act as a shock absorber, mitigating the impact loads on the roots of tubers from the knives, cuttings and walls of the hopper. At the first loading of root tubers the process of crushing was more intensive. Experiments with long-fiber materials and roots, showed that the presence of crushed roots in the hopper, when loading roughage, the duration of grinding of the latter does not affect. To intensify the process of grinding long-fiber materials (straw), experiments were conducted with the addition of feed with a larger bulk density (silage), which was introduced after the destruction of the roll. The results of research have shown that the addition of silage can increase the intensity and degree of grinding of straw, this is due to the compaction of the mass in the active cutting zone. This solution allows you to reduce the technological time of the unit and increase its productivity.

Key words: grinding, hay, animal feeding, average particle size, density, aggregate.

В. С. Хмельевський ORCID 0000-0002-6018-8821.

УДК 621.434: 330.34

ВПЛИВ БЕЗВІДМОВНОСТІ ДОЗУЮЧОГО ЕЛЕМЕНТА З КОМІРКАМИ НАПРАВЛЕНОЇ ДІЇ ПНЕВМОМЕХАНІЧНОГО ВИСІВНОГО АПАРАТА НА ЙМОВІРНІСТЬ ТОЧНОСТІ ВИСІВУ ТЕХНІЧНИХ КУЛЬТУР

П. С. Попик

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція автора: pspopyk@gmail.com.

Історія статті: отримано – серпень 2020, акцептовано – жовтень 2020.

Бібл. 24, рис. 7, табл. 0.

Анотація. В статті представлено результати польових експериментальних досліджень по встановленню впливу швидкості переміщення дозуючого елемента на ймовірність появи пропусків та двійників при висіві насіння пневмомеханічним висівним апаратом оснащеним комірками направленої дії.

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 насіння.

Ключові слова: пневмомеханічний висівний апарат, швидкість переміщення, дозатор направленої дії, насінина, пропуск, двійник, комірка, точний висів.

Постановка проблеми

Пневмомеханічні апарати знайшли широке розповсюдження для висіву насіння різних культур [1, 2]. Основною операцією, від якої залежить ефективність роботи апарату, є дозування насіння, тобто відокремлення від загальної маси окремих частинок і направлення їх у борозну регулярним потоком [3-6].

Принциповими недоліками пневмомеханічних апаратів класичної схеми побудови з плоским диском обладнаним отворами для присмокування насіння є короткий час відведений на захват насіння присмоктуючим отвором [7, 8]. Так, при лінійній швидкості руху отвору (комірки) відносно маси насіння в завантажувальній камері $V = 0,3$ м/с і діаметрі самого отвору комірки в 3 мм, час експозиції (захвату) складає всього $t = 0,01$ с [9]. При цьому, як слідує з конструктивного рішення апарату вектор дії присмоктуючої сили направлений перпендикулярно вектору швидкості руху комірки [10, 11]. На наш

погляд це принципова недосконалість апаратів такого типу, що і породжує їх недоліки [12].

Зважаючи на це, в обох напрямках вдосконалення техніки та обґрунтування ресурсозберігаючих параметрів існують невирішені частини, які автор досліджує в даній статті.

Аналіз останніх досліджень

Для аналізу технічних засобів направлених на даний час проведено велику кількість досліджень по використанню швидкісних агрегатів при оранці, лущінні і культивачі ґрунту, при посіві і збиранні технічних культур [13, 14]. Використання підвищених (до 9 км/год) і високих (12-18 км/год) швидкостей при посіві просапних культур переконливо підтверджується високим економічним ефектом і перспективністю швидкісних методів праці в нових умовах господарювання [15].

Якість розподілу насіння при висіві залежить від багатьох показників роботи посівної машини [16]. Основну роль при цьому відіграє ефективність роботи висівного апарата [17]. Кількісно це виражається в рівномірності висіву насіння по довжині рядків [18].

Аналіз факторів, що впливають на нерівномірність висіву насіння вказує на те, що вони можуть бути представлені двома групами з варіаціями по швидкості і моменту часу скидання насіння [19]. Вказуючи на важливість цих процесів в формуванні рівномірності зернового потоку, очевидним є те, що розсіювання швидкості і часу скидання обумовлені геометричними і фізико-механічними (коефіцієнтом тертя) властивостями поверхні насіння [20].

Встановлено, що одною із причин нерівномірності розподілу насіння є розсіювання насіння через кочення по дну борозни. Для зменшення цього ефекту необхідно знизити швидкість відділення насіння від дозуючого елемента [21].

Встановлено, що сівалки точного висіву розподіляють насіння в заданому інтервалі лиш на 18...29 % при необхідній нормі 90 % [22]. Особливо точність висіву знижується при збільшенні швидкості

руху сівалки до 2,5...3,0 м/с [23]. Це насамперед пов'язано з недосконалістю конструкції висівних апаратів і недостатньою схожістю насіння [24]. Точність дотримання інтервалів між насінинами в рядках позитивно впливає на урожайність, особливо при малих нормах висіву і вузьких міжряддях.

Мета досліджень

Метою даного дослідження є дослідити вплив швидкості переміщення дозуючого елемента на ймовірність появи пропусків та двійників при висіві насіння основних технічних культур.

Результати досліджень

Основою сівалки точного висіву є висівний Для розуміння і оцінки недоліків роботи пневмомеханічних висівних апаратів вводимо поняття «пропуск», тобто збій у формуванні регулярного однозернового потоку насіння (насінина не висівається) та «двійник» - висів двох і більше насінин в одне гніздо при однозерновому висіві.

Висів проводився в штатному режимі експлуатації сівалки в діапазоні швидкостей від $V_c = 6 - 12$ км/год. В перерахунку швидкості руху сівалки на швидкість переміщення дозуючого диска від $V_d = 0,2$ м/с до $V_d = 0,6$ м/с, та при розрідженні від $P = 2$ кПа до $P = 5$ кПа.

Висів здійснювався у підготовлений ґрунт – чорнозем вологістю 22,0-25,0 % і щільністю 1,2-1,3 г/см³.

Досліди виконані для насіння технічних культур: сої, кукурудзи, цукрового буряка і соняшника.



Рис. 1. Загальний вигляд МТА (трактор МТЗ-82.1 + сівалка СТВТ-12/8М) для проведення досліджень.

Fig. 1. General view of AIT (tractor MTZ-82.1 + seeder STVT-12 / 8M) for research.

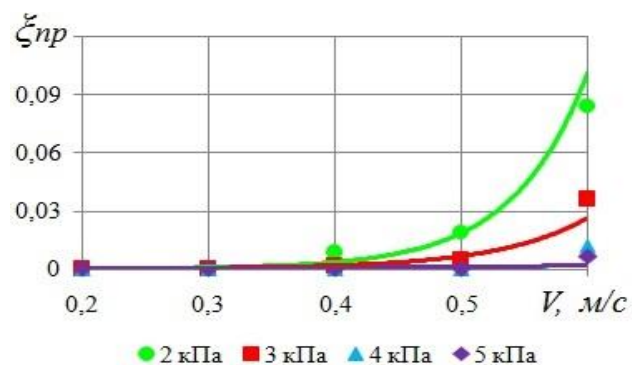
На рис. 2 представлено налаштування дослідного висівного апарата обладнаного дозатором спрямованої дії.

Вплив швидкості переміщення активної комірки відносно зернової маси на утворення пропусків при висіві графічно представлено на рис. 3.

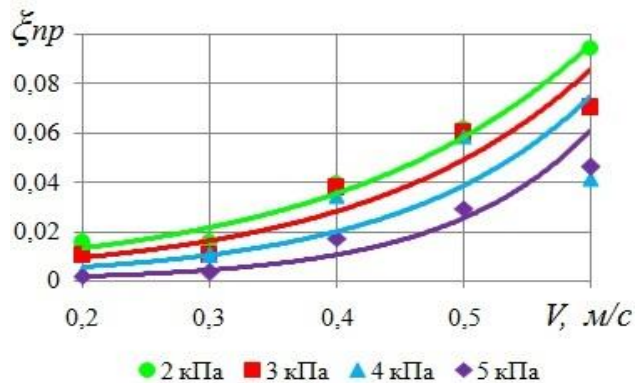


Рис. 2. Дослідний висівний апарат з дозатором направленої дії.

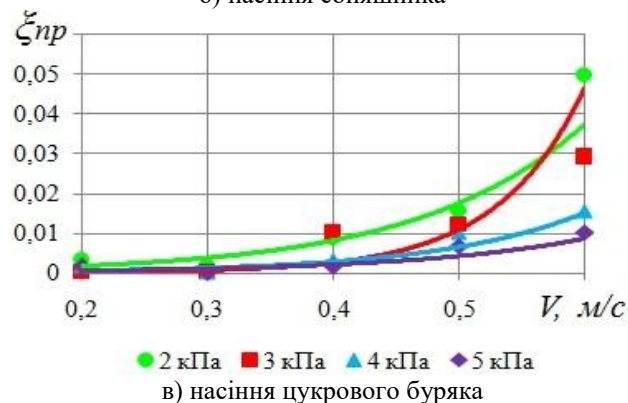
Fig. 2. Experimental sowing machine with directional metering unit.



а) насіння кукурудзи



б) насіння соняшника



в) насіння цукрового буряка

Рис. 3. Ймовірність пропусків від швидкості переміщення активної комірки дозуючого елемента.

Fig. 3. The probability of omissions from the speed of movement of the active cell of the dosing element.

Для насіння сої не встановлено пропусків в залежності від швидкості і ступеня розрідження у вакуумній камері.

Виявлено, що насіння кукурудзи чутливе до утворення пропусків тільки після швидкості, що перебільшує $V > 0,4$ м/с (рис. 3, а). Особливо це стає очевидним при невеликих розрідженнях. Так, при $P = 2$ кПа і швидкості $V = 0,6$ м/с ймовірність пропусків досягає $\xi_{np} = 0,1$.

Більш згруповані результати з меншою розбіжністю отримані для насіння соняшника. Відхилення ймовірностей пропусків у всьому інтервалі змін швидкостей ($V=0,2...0,6$ м/с) складає не більше ніж $\Delta \xi_{np} = 0,09$.

Поведінка насіння буряків по характеру зміни ймовірностей пропусків близька до насіння сої.

Результат «пропусків» при формуванні однозернового потоку насіння представлено на рис. 4.

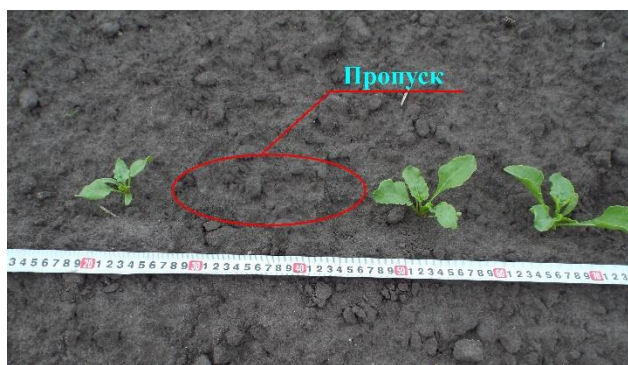


Рис. 4. Результат «пропуску» при висіві насіння.

Fig. 4. The result of "skipping" when sowing seeds.

З точки зору прямої економії пропуски зменшують витрати посівного матеріалу, а в кінцевому результаті втрати від пропусків – недоурожай.

Вивчення утворення двійників, в залежності від швидкості переміщення комірки, підтвердили попередньо отримані дані. Доповненням до цього є виділення насіння культури як особливості форми і стану їх зовнішніх поверхонь. Результати даних досліджень представлені графічно на рис. 5.

З графіків видно, що збільшення швидкості відносного переміщення активної комірки знижує можливість утворення двійників при любых значеннях розріджень. Для різних видів досліджених культур цей перепад ймовірностей $\Delta \xi_{dv}$ теж різний:

соя – від 0,0025 до 0 кПа;

кукурудза – від 0,06 до 0,025 кПа;

соняшник – від 0,14 до 0,09 кПа;

насіння буряка – від 0,06 до 0,04 кПа.

Представляє практичний інтерес те, що зі зниженням розрідження цей перепад також зменшується. Тобто, насіння культур стають менш чутливими до утворення двійників.

Результат «двійників» при формуванні однозернового потоку насіння представлено на рис. 6.

По абсолютним значенням ймовірностей утворення двійників, захвати парних насінин частіше зустрічаються у соняшника і насіння буряка, і значно в меншій мірі характерні для сої і кукурудзи.

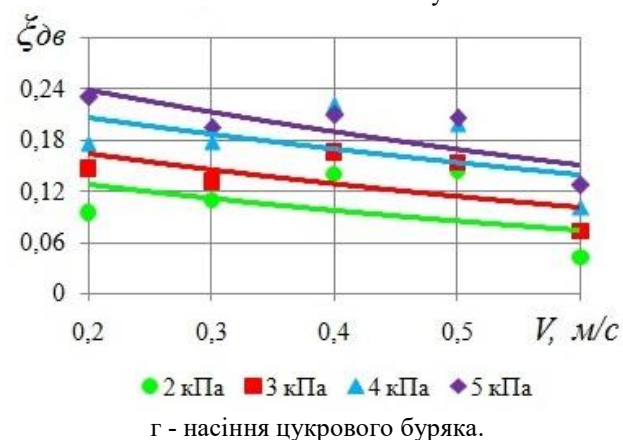
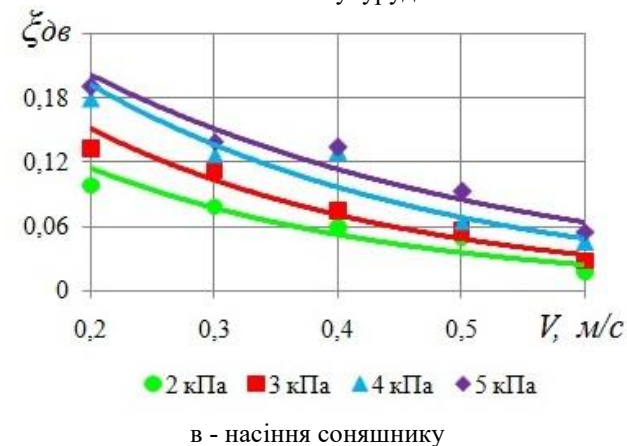
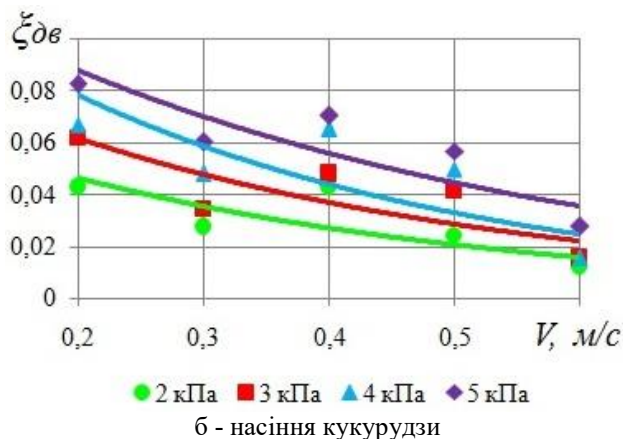
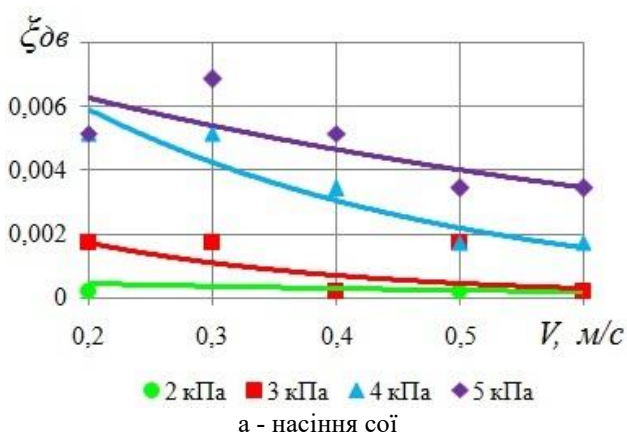


Рис. 5. Залежність утворення двійників від швидкості переміщення активної комірки дозуючого елемента.

Fig. 5. The dependence of the formation of duplicates on the speed of movement of the active cell of the dosing element.



Рис. 6. Результат «двійників» при висіві насіння.
Fig. 6. The result of "twins" when sowing seeds.

Поява двійників при сівбі дає прямі збитки у додатковій витраті посівного матеріалу та знижується рівень можливої врожайності.

Ймовірності ξ_{np} і ξ_{ov} є характеристиками роботи висівного апарата тому їх дані взяті з результатів польових досліджень.

За оцінку якості висіву прийнята точність його виконання, чисельною характеристикою якої є ймовірність точності висіву. В позначеннях прийнятих в даній роботі, формула для визначення ймовірності точності висіву записується наступним чином:

$$\xi_m = (1 - \xi_{np}) \cdot (1 - \xi_{ov}) \cdot \xi \{ \eta \leq \pm h \} \quad (1)$$

де $\xi \{ \eta \leq \pm h \}$ – ймовірність того, що відхилення дійсного положення висіяного насіння η від бажаного положення не перебільшить крок висіву h .

Крок висіву h задається згідно агротехнічних умов на висів, або може бути підрахований виходячи з встановленої норми висіву. Так чи інакше, бажані точки висіву (розташування насіння) можуть бути визначені, як місця теоретичного ідеального їх положення у борозні. Відхилення від цього положення і дає розсіювання точок фактичного висіву навколо бажаного.

Ймовірність відхилення положення насіння від необхідного $\xi \{ \eta \leq \pm h \}$ знаходиться по результатам замірів виконаних безпосередньо в досліді.



Рис. 7. Вимірювання відхилення дійсного положення висіяного насіння вздовж рядка.

Fig. 7. Measurement of the deviation of the actual position of the sown seed along the row.

Статистична обробка цих даних дозволяє розрахувати ймовірності $\xi \{ \eta \leq \pm h \}$ для серійного і дослідного апарата.

Висновки

1. Збільшення швидкості, як правило, сприяє підвищенню пропусків і навпаки зменшує ймовірності утворення двійників.

2. На основі проведених досліджень перспективним для подальшого збільшення точності висіву та ресурсозбереження при сівбі основних технічних культур є впровадження в технологію сільськогосподарського виробництва пневмомеханічного висівного апарата з дозатором направленої дії.

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., Ohienko M., Rogach S., Pokusa T., Titova L., Rogovskii I. Global supply chain in context of new model of economic growth. Conceptual bases and trends for development of social-economic processes. Monograph. Opole. Poland, 2018. P. 64-74.
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., Ohienko 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). Algorithmically determine the frequency of recovery of agricultural machinery according to degree of resource's costs. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 11(1). 155-162.

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.

ВЛИЯНИЯ СКОРОСТИ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ДОЗАТОРА НАПРАВЛЕННОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ТОЧНОСТЬ ВЫСЕВА ОСНОВНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ КУЛЬТУР

П. С. Попик

Аннотация. В статье представлены результаты полевых экспериментальных исследований по установлению влияния скорости перемещения дозирующего элемента на вероятность появления пропусков и двойников при посеве семян пневмомеханическим высевальным аппаратом, оснащенным ячейками направленного действия.

Объектом исследования является высевальный 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 семян.

Ключевые слова: пневмомеханический высевальный аппарат, скорость перемещения, дозатор направленного действия, семя, пропуск, двойник, ячейка, точный высев.

INFLUENCE OF SPEED OF DISPENSER MOVEMENT OF DIRECTED IMPACT ON ACCURACY OF SEEDING OF MAIN TECHNICAL CROPS

P. S. Popyk

Abstract. The article presents the results of field experimental studies to establish the effect of the speed of displacement of the metering element on the probability of the appearance of gaps and twins when sowing seeds with a pneumatic-mechanical seeding device equipped with directional cells.

The object of the study is a seeding device with a directional metering unit, an innovative design solution of which will improve agricultural production based on resource conservation.

As a result of the use of a new constructive solution of the dispenser, the increased accuracy of the technological process of forming a regular single-grain flow of seeds.

Key words: pneumatic mechanical sowing device, travel speed, directional dispenser, seed, pass, double, cell, precision seeding.

П. С. Попик ORCID 0000-0002-1320-3603.

УДК 331.1: 378.091.39

BUSINESS GAME AS WAY TO INCREASE EFFICIENCY OF EDUCATIONAL PROCESS IN STUDY TOPICS PROVIDING OF FIRST AID TO VICTIMS IN ACCIDENTS

S. M. Holopura, P. O. Chmara

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

Speciality of article: 133 – industry engineering.

Corresponding authors: svgolopura@ukr.net.

Article history: Received – August 2020, Accepted – October 2020.

Bibl. 20, fig. 1, tabl. 1.

Abstract. The article is devoted to the theoretical and practical use of the business game method for the professional activities of future professionals who need the necessary real practical skills, apply practical skills, using and practicing, as well as complying with the law, which requires the use of inappropriate today and organizational measures. Appointed that the problems of using the game in socio-pedagogical work are widely represented in terms of pedagogy in general research. At the same time, we consider the shortage of domestic people dedicated to the manufacturers of theoretical foundations and improved activities, using the business game as an active occupational safety training method for future professionals. Identified specialized play activities that added a touch of detail, pre-working, as a methodology that changed learning among students.

The purpose of the research is to develop, scientifically substantiate and experimentally test the methodology of the business game "Providing of first aid to victims in accidents at production", aimed at working out a sequence of actions to provide first aid in order of urgency and ability to maintain basic life functions. before the arrival of the emergency. The result of such games can be both the direct development of personality qualities and the demonstration of practical training of future professionals. Playing certain situations, involving game participants in the situation of choice is a real way to self-confidence, the ability to properly navigate in an extreme situation and use the tools at hand to help victims.

This article analyzes the degree of assimilation of educational material by students after conducting practical classes in the form of a business game in comparison with students of control groups, in which this topic was presented in a lecture. The form of student certification consisted of answers to test tasks and descriptive questions of the training module. We compared the average scores on the 100-point system with the results of the assessments in the control groups, taking into account the overall score of students for the academic year.

Key words: business game, occupational safety and health, providing first aid to victims, extreme situation, degree of mastering of educational material.

Introduction

Global trends of humanization, integration and globalization of society determine new priorities for the development of education. The tasks facing modern education today determine a new quality of education focused on intellectual and creative development, the formation of a competent person capable of innovation, which is determined not only by the amount of knowledge gained, but also the ability to use them, independent activity, learning and self-improvement throughout life. This can be achieved by forming the personality of the student, who at work will ensure compliance with safety and health, guided by current regulations on labor protection, to confidence in their abilities, the ability to navigate in an extreme situation. A rationally organized system of education in the study of occupational safety disciplines should become the basis and one of the determining factors in shaping the personality of the modern production manager.

Formulation of problem

The relevance of writing the article is due to the ever-growing need to find new, scientifically sound, practically significant and methodologically appropriate ways of successful training [1, 2] during the study of the discipline "Occupational Safety". Together with modern teaching methods (explanatory-illustrative, sign-context, case method, etc.), game methods belong to effective innovative technologies [3] during training [4-8], which allow to form a flexible, conscious, successful personality, capable of non standard think, solve urgent issues and act correctly in production situations.

The business game simulates a real situation, which is extremely important for the practical sphere of activity. General goals of business games in higher educational institutions: to immerse students in the atmosphere of intellectual activity, as close as possible to professional practical work, to create a game atmosphere that changes dynamically, depending on right and wrong actions and decisions [8, 9].

The discrepancy between the state of development of communication skills of future professionals, their ability to effectively solve problems in various areas of professional activity with mandatory consideration of labor protection requirements and guarantee the preservation of life, health and ability to work, as well as the role of business games in this process direction of our research. Note that the business game is aimed at developing the ability to analyze specific, specific practical situations and solve professional problems, encourages students to seek solutions to production problems.

Analysis of recent research results

The essence of active teaching methods is that the student acquires the necessary knowledge by studying and analyzing various sources of information related to the practical activities in which the training is conducted [8]. The peculiarities of the methods of active learning are the forced activation of the student's thinking, he is obliged to be active, regardless of whether he wants it or not and takes an active part in the learning process for a long time. The degree of motivation and emotionality, independent decision-making increases [4, 9]. Active teaching methods combine forms of individual and collective development of educational material that use the actual data of a particular problem and its theoretical generalizations. The most effective of them are situational methods: analysis of specific situations, solving practical problems, staging, analysis of incidents, business games [6]. The game method has a number of advantages in comparison with traditional methods of teaching in high school, because the purpose of the game is more consistent with the practical needs of students. This method allows you to connect a wide range of problems and the depth of their understanding, corresponds to the logic of activity, includes a moment of social interaction, prepare for professional communication [8]. The game is full of feedback and stronger in comparison with traditional methods, professional skills are formed, stereotypes are easier to overcome, and self-esteem is adjusted [9]. In the course of a business game the whole personality of a student is manifested, while traditional methods assume the dominance of only the intellectual sphere. It is possible to interpret, comprehend the results [10].

Business games have components that fundamentally distinguish them from other types of educational technologies, they have an algorithm of "correctness" and "incorrectness" of the decision, ie the student-participant of the game sees the impact of his decision on future events [11]. Although business games are primarily designed to prepare students for professional activities, immersing them in real practice, the game simulation model inevitably simplifies this task, mainly in the direction of providing experience in interpersonal and business relationships [12].

At the same time, business games, as a kind of simulation method, open for the university teacher the opportunity to study decision-making processes taking into account the individual characteristics of the student.

Business games have a lot to do with tests, performing detection and evaluation functions. However, if the tests involve answers to questions or mental solutions to the problem, the game is based on certain behaviors and

actions, in addition, the game is usually the interaction of two or more subjects, ie collective, group interaction [3]. The game differs in complexity and interdependence of the solved problems, and if tests have fragmentary character, the game on the design covers a complex of interconnected actions in which the previous decisions, in many respects determine the following [13]. The game involves the simulation of a real situation, which is characterized by dynamism and variability, which allows you to identify such behavioral traits of the student, which can not be detected by conventional tests. The game is multifunctional: along with the function of assessing the qualities and knowledge of students, it can perform the functions of teaching, training and education of its participants, as well as solving research problems [14]. Evaluation of the effectiveness of a business game directly depends primarily on the process of its course, while the test is evaluated by the results of its implementation.

Business game brings the desired result when it is based on theoretical knowledge, the idea of the field of knowledge that it simulates, and is a logical continuation of the educational process, the transition to a practical behavioral stage [15]. Students receive and learn more information based on specific examples, which contributes to the acquisition during the game of skills of constructive decision-making, increases the motivation of students to learn innovative knowledge. Students' self-esteem increases, and for those who had overestimated self-esteem before the game, it becomes more objective [12]. The experience gained in the process of business game makes it possible to more accurately assess the probable real situations [16].

The use of business games in such disciplines as civil protection, life safety or occupational safety will promote the practical use and acquisition of theoretical knowledge that can be used in the further activities of the student as a specialist [5].

Purpose of research

The purpose of the research is to develop, scientifically substantiate and experimentally test the methodology of the business game "Providing first aid to victims in case of an accident at production", aimed at working out a sequence of actions to provide first aid in order of urgency and ability to maintain basic life functions. before the arrival of the emergency medical team.

Research results

As noted above, a business game is a way to enhance the educational and cognitive activities of students, which encourages them to intensive mental and practical activities in the process of mastering the material, when active not only the teacher but also students. The basis of the traditional explanatory-illustrative approach to learning is the principle of transferring knowledge to students in a ready form. In the case of the use of active methods there is a shift of emphasis in the direction of activating the mental activity of students [18]. Methods of active learning

can be used at different stages of the learning process: the first stage - the initial acquisition of knowledge. These can be a problem lecture, heuristic conversation, educational discussion, etc. The second stage - control of knowledge (fixing), such methods as collective mental activity, testing, etc. can be used. The third stage - the formation of professional skills, knowledge-based skills and the development of creative abilities, the possible use of simulated learning, game methods [16].

Consider the step-by-step algorithm of the business game "Providing first aid to victims in case of an accident at production", which was conducted with students of higher education after studying the topic. Technical equipment: cards with tasks, bandages, splints, bandaging material, first aid kit, mannequin-simulator for practicing techniques of cardiopulmonary resuscitation.

Stages and sequence of the business game:

Stage I. Introduction to the game. Participants get acquainted with the content, goals and objectives of the game, the general rules. The teacher provides counseling and instruction.

Stage II. Separation of roles among students. The optimal group size is 3 - 4 people. Each group receives a specific problem situation, distributes roles among group members who interact with each other through discussion, exchange of experience

Stage III. Immersion in the game. Students get acquainted in detail with the proposed situation.

Stage IV. Study and systematic analysis of problems. The participants of the game analyze the situation, the "highlight" is that no one but the student who portrays the "intellectual victim" knows what happened to the victim. They should determine this only by indirect signs - a brief description of the victim's condition by the teacher, the explanations (often specifically confusing) given by the "victim", as well as the actions taken by the victim, such as screaming "in pain" when touching a broken legs, or "suffocating", etc.

Stage V. Gameplay. There is a search or development of solutions, forecasting potential problems, risks and other consequences of the problems and specific actions. During the discussion, a collective decision is made, a clear algorithm for providing first aid to the victim is developed. The main points of the lesson are recorded in the notebooks.

Stage VI. General discussion. Players present and justify their decisions. The result of the work is evaluated by participants of other groups. The teacher can also speak about the results of the discussion, but only with commentators on the content of the discussion, and not on the whole game.

Stage VII. Summing up the game. The need for this stage is especially important, at this time the decisions of teams and algorithms for providing first aid to the victim are evaluated, there is an acquaintance with different approaches to care, their effectiveness and competitiveness are determined. At this stage, points, penalties and incentives are calculated, the best players are identified, the game is logically completed.

Stage VIII. "Unloading" from the game. The final part of the game is devoted to the participants' thoughts on the prospects of using such learning technologies in the educational process.

In a business game, action is always characterized by problem analysis, weighing alternatives, developing strategies and making decisions [19]. Accordingly, in a model that simulates the solution of a problem, it is necessary to make simplifications to some important decision-making processes and, thus, to important data, structures and processes. Conflicts that require decision-making within one group or between conflicting parties or decisions that go beyond the conflict are best suited for this. The selection of game groups is very important and therefore it needs to be considered especially carefully. The role of moderator of the game is not performed by the teacher, but in our example, the head and leader of the group, and to some extent competent listeners. The game leader gives the participants freedom of action, he allows them to follow the learning path and make mistakes. Tasks of the game manager: 1) to conduct separate phases of game and to provide with necessary materials. It cannot influence the group's decisions, but it can bring in new additional information, materials and suggestions; 2) represents groups that are not engaged in the game, monitors compliance with time and proximity to reality; 3) he is a mediator in case of violation of the rules of the game and in the event of conflicts. The business game requires certain conditions in terms of premises and time, it also requires technical equipment, which is often difficult to create in the daily learning process.

Our research was conducted among students of the Faculty of Veterinary Medicine of NULES of Ukraine (Kyiv). Three control groups were selected, in which the topic "Providing first aid to victims in case of an accident at production" was presented in lecture form, and three research groups, where practical classes were conducted in the form of a business game. The degree of assimilation of educational material by students on a 100-point system in research and control groups was analyzed.

Checking the effectiveness of the implementation of a new method of training, the assimilation of the material took place through the preparation of reports on the work performed, demonstration of algorithms for providing first aid to the victim

After conducting practical classes in the form of a business game, the degree of assimilation of educational material by students was analyzed in comparison with students of control groups, in which this topic was presented in lecture form. The form of student certification consisted of answers to test tasks and descriptive questions of the training module. We compared the average scores of responses on a 100-point system with the results of evaluations in the control groups, taking into account the overall score of the groups for the school year (tab. 1).

The obtained data showed that the level of knowledge of students in groups, where practical classes were conducted in the form of a business game, was much higher compared to students of control groups. (fig. 1). Statistical analysis of the results of the research was performed using the Microsoft Excel 2003 computer program. The average score of the responses in the control groups was 72.25 points, and in the experimental groups - 80.45. The standard deviation from the mean is ± 0.954 and ± 0.12 , respectively.

We identified Student's unrelated (odd) criterion to compare groups formed from different people, it was

6,445. The reliability of the measurements had the highest level of significance ($p < 0.001$).

Table 1. Results of the conducted assessment of students' knowledge on the topic "Providing of first aid to victims in accidents at production" and the average score of groups for the academic year, in the control and research groups.

Control groups			Study groups		
group 1	group 2	group 3	group 4	group 5	group 6
91	98	95	98	91	91
94	90	90	98	84	95
90	95	82	95	98	95
74	90	90	92	90	77
86	92	90	85	80	90
60	84	90	80	92	87
71	82	76	88	90	90
69	84	76	89	74	84
60	82	75	78	90	88
60	74	60		93	85
69	74	76		78	81
60	82	60		80	77
60	62	74			85
	60	90			80
	60				
	60				
The average values of the control module					
72,61	74,82	75,33	80,4	80,3	80,66
Average performance values					
58,92	69,46	71,35	75,17	71,1	69,38

Comparing the data of average scores of responses from the control module of students on a 100-point system

with the overall score of groups for the academic year, a direct correlation was established between the two data sets.

The strength of the correlation bond was 0.707877, ie it is in the range from ± 0.7 to ± 0.99 , according to the scale - this is a strong dependence, as evidenced by the level of significance. The overall success of students from all disciplines during the year in the control and research groups was lower than the results of the control module on "Providing first aid to victims in case of an accident at production". This may be due to students' personal interest in learning about this topic. Almost everyone has faced situations where someone needs urgent help, some have seen help already provided, and sometimes we need it ourselves. Everyone should know the basics of first aid, because it is before the arrival of doctors often comes a precious time when you can save lives or prevent deterioration.

The activity in the form of a business game turned out to be extremely interesting and useful for all students, as they had the opportunity not only to hear the rules of first aid for victims in case of an accident, but also to feel like real rescuers. The game provided an opportunity to test the acquired knowledge and skills. On special mannequins, future specialists learned to do cardiopulmonary resuscitation, stop bleeding and provide first aid for burns and frostbite. Game participants learned how to use improvised means, items of clothing, and other items to provide first aid. Most importantly, students realized that it was important to pinpoint symptoms and, without wasting time, make decisions about actions.

Students asked questions and actively participated in training sessions.

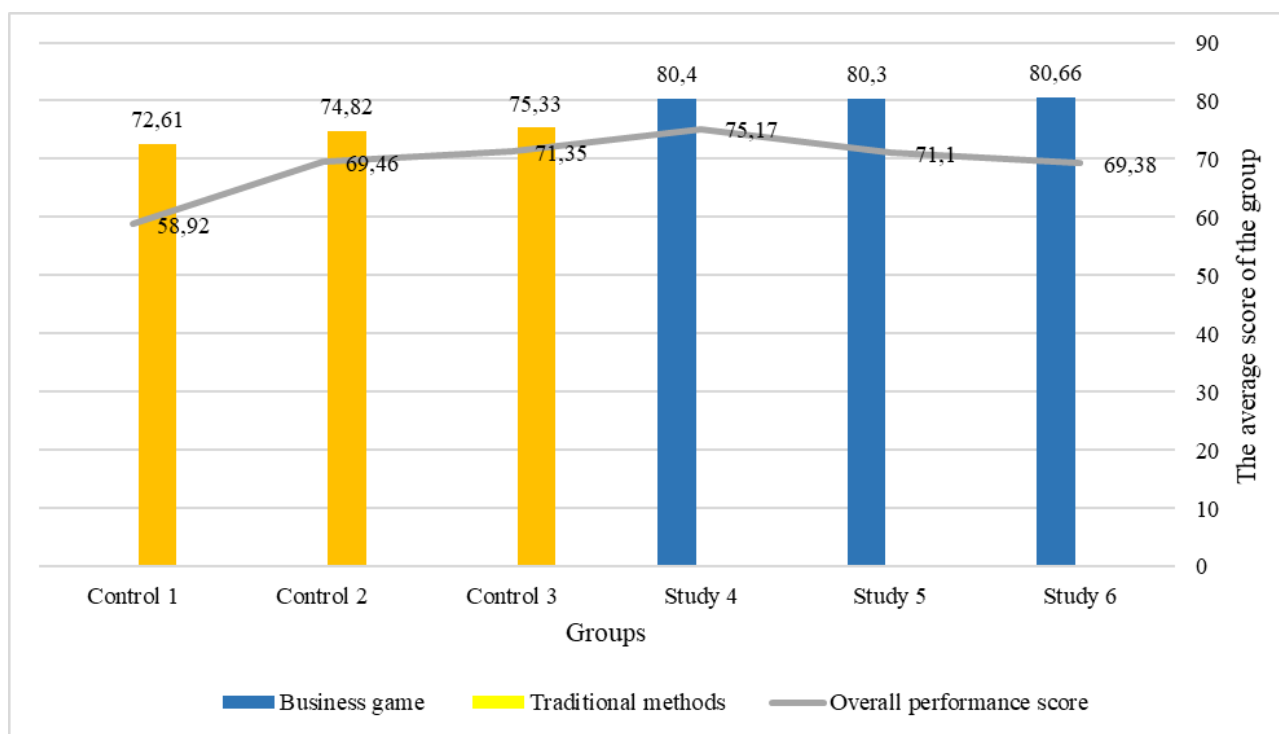


Fig. 1. Comparison of average scores of answers from the training module on a 100-point system for different methods of teaching the discipline and the overall score of groups for the academic year.

All participants of the game noted that such classes provide an opportunity to receive very useful information and acquire the necessary skills, because now they can use their knowledge in difficult and extreme situations in the workplace, as well as in everyday life. People often die because others are unable to help them in time due to lack of basic medical knowledge. So you need to know how to keep yourself and other people healthy.

Assessment of students involved in the business game also had some benefits for the teacher. Often, in written or oral tests, we are faced with the problem of learning, in which the student does not understand the essence of the material, has difficulty using it in practice in the future. Conducting a business game makes it possible to assess the readiness of students more objectively, to identify all the "weaknesses" or gaps in the knowledge of students, which can later serve to organize a more detailed analysis of a material.

It was found that the use of the developed business game in the educational process allowed to increase the level of assimilation of material for providing first aid to victims in case of an accident by 7.7%.

The above method of preparing and conducting a business game "Providing first aid to victims in case of an accident at production" can be used as one of the active teaching methods that allow students to act independently for some time in a simulated situation, to obtain the necessary skills and rules for providing first aid to victims in case of an accident. The analysis of different ways of solving the situation, actions, methods and ways out of the simulated situation contributes to a significant improvement in the quality of the educational process and the accumulation of experience. Business games in the educational process allow future professionals to form not only certain professional skills, but also certain moral traits of the individual in terms of professional duties: initiative, principledness, diligence, honesty [12, 20].

Conclusions

1. Assessment of the assimilation of the material allows to state, although not significant, 7.7%, but a probable increase in the efficiency of the assimilation of the material when applying the methodology of the business game "Providing first aid to victims in case of an accident at production." The peculiarity of the use of business games in teaching students is that this approach allows to elaborate both theoretical knowledge and practical skills of providing first aid to victims in case of an accident.

2. In addition, conducting practical classes in the form of a business game is more interesting for students, because it involves not only identifying the level of theoretical training, but also the use of knowledge in a simulated situation close to reality, allows students to avoid certain fears that sometimes arise work in an emergency. And also, in particular due to the emotional component, leads to a much deeper assimilation of the material.

3. Conducting a business game provides an opportunity to more objectively assess the readiness of students, to identify any "weaknesses" or gaps in the

knowledge of students, which can further serve to organize a more detailed analysis of a material.

4. The above method of preparing and conducting a business game can be used as one of the active teaching methods, which is an effective pedagogical tool aimed at forming thinking and can be recommended as an alternative form of classroom work.

References

1. Polishchuk O., Tomchuk M., Varchuk R. (2018). Use of business games for increasing the efficiency of the discipline study «Civil protection and labor protection in industry» *Pedahohika bezpeky*. № 1, 43-50.
2. Yatsukh O. V. (2018). Legislative new production on the issues and problems that they do during the professional work of masters in civil security. *Vseukrayins'kyi naukovo-praktychnyy zhurnal "Dyktor shkoly, litseyu, himnazyi" "*. №6. B. 2. Tom III (81). 382-392.
3. Pelekh Yu. V., Nepelyak M. S. (2017). The global reach space of modern institution of higher education: innovative sight. *Onovlennya zminy, formy ta metody navchannya ta zdobuttya navchal'noho kursu*. 17, 22-25.
4. Yehudina Ye. D., Khanyukov O. O., Holovach I. Yu., Kalashnykova O. S., Sapozhnychenko L. V. (2018). Business game as a method of an active education for the 6th year students in the «Internal medicine» discipline study. *Visnyk problem biolohiyi ta medytsyny*. Vol. 4. Tom 2 (147). 217-222.
5. Shvets L. S. (2016). Organization of business simulation in practical classes in medical biology. *Medychna osvita*. № 1.112-114.
6. Oliynyk N. A. (2018). Methods of training future agricultural engineers. *Pedahohika stvoryuye osobystist' u vyshchiy ta zahalnoosvitniy shkoli: zb. nauk. pr. Zaporizhzhya: KPU*, Vol. 60. T. 2. 134-138.
7. Vasylenko O. V. (2015). Experience in using modern teaching methods in the training of successful professionals in educational institutions. *Naukovi zapysky. Seriya: Problemni metodyky fizyko-matematychnoyi ta tekhnolohichnoyi osvity*. Vol. 7 (I), 118-121.
8. Dereza O. O., Dereza S. V. (2017). Business game and its possibilities in professional training of future engineers. *Zbirnyk naukovo-metodychnykh robit: Udoshkonalennya rezul'tatyvno-vypusknoho protsesu u vyshchomu navchal'nomu zakladi*. Vol. 20. Melitopol 100-105.
9. Pertseva T. O., Myronenko O. V., Dmytrychenko V. V., Harahulya H. A., Botvinikova L. A. (2016). Features of pedagogical technology "Business Game" in the learning process of students in higher education. *Proceedings of the XIII All-Ukrainian scientific-practical conference: "Current issues of medical education"* May 12-13, Ternopil. T. 2, 157-158.
10. Haydenko Y. O. (2016). Methodical recommendations for the organization and observance of business games in foreign language classes in technical universities [Electronic resource]. Kyiv. NTUU "KPI". 86.
11. Shvets A. D. (2016). Game technologies in the educational Ukrainian language as a foreign language. *Naukovy visnyk Pivdennoukrayinskoho natsionalnoho*

pedahohichnoho ta universytetu imeni K.D. Ushynskoho. № 5 (112), 106-112.

12. *Surhova S. Y.* (2018). The use of business games in the formation of the creative personality of future social workers. *Pedagogy of creativity of representatives in higher and general education school: zb. nauk. pr. Zaporizhzhya: KPU, Vol. 60. T. 2.* 168-172.

13. *Zakharenko V. O., Yurchenko M. A.* (2018). Quality of education. problems and ways of resolving issues of training specialists. *Modernizatsiya vyshchoyi osvity ta problemy upravlinnya yakistyu pratsyuyuchykh. Orhanizatsiyna systema vplyvaye "vyshcha osvita - rynok pratsi". Kharkiv. KHDUKHT, 155-156.*

14. *Morozova T. S., Makarov Yu. A.* (2017). Business game as a modern method of active education. *Nauchnyy almanakh. № 4-2 (30).* 95-99.

15. *Denysenko L. N., Derevyanchenko S. P., Matveev S. V.* (2016). Application of problem teaching method in conjunction with a business game for the training of students of the Faculty of Dentistry. *International Journal Of Experimental Education, № 4. (CH. 2),* 232-234.

16. *Klymenko I. S.* (2019). Business games, imitation actions, cases: manual. Moscow. "KDU", "Dobrosvet", 128.

17. *Lysykhina N. V.* (2017). Business game as the ability to increase the efficiency of the educational process in the study of the discipline "First Aid". *Innovative methods and educational technologies training of law enforcement officers: materialy Vseros. nauch.- prakt. konf. Rostov-na-Donu.* 35-37.

18. *Mezentseva O. I.* (2018). Modern pedagogical technologies: a textbook for bachelor students studying in pedagogical directions and specialties. author-compiler: O.I. Mezentseva; pod. red. Ye.V. Kuznetsovoy. Novosibirsk: OOO "Nemo Press", 140.

19. *Lisikhina N. V.* (2018). An innovative approach to teaching lawyers the basics of first aid in emergency situations. *Pedagogicheskiye nauki. №15.* 401-402.

20. *Litvinov A. S.* (2017). Pedagogical provision of innovation in education: textbook. Instruction. za zah. nauk. red. d. ped. n., prof. V. V. Borysova. Sumy. Universytetska knyha. 265.

Список літератури

1. *Поліщук О., Томчук М., Варчук Р.* Використання ділових ігор для підвищення ефективності вивчення дисципліни «Цивільний захист та Охорона праці в галузі». *Педагогіка безпеки.* 2018. № 1. С. 43-50.

2. *Яцук О. В.* Застосування новітніх засобів навчання та проблеми їх впровадження під час професійної підготовки магістрів з цивільної безпеки. *Директор школи, ліцею, гімназії.* 2018. №6. Кн. 2. Том III (81). С. 382-392.

3. *Пелех Ю. В., Непеляк М. С.* Глобалізаційний вимір сучасного вищого навчального закладу: інноваційний погляд. Оновлення змісту, форм та методів навчання і виховання в закладах освіти. 2017. Вип. 17. С. 22-25.

4. *Єгудіна Є. Д., Ханюков О. О., Головач І. Ю., Калашиникова О. С., Сапожниченко Л. В.* Ділова гра, як метод активного навчання для студентів 6 курсу при вивченні дисципліни «Внутрішня медицина». *Вісник проблем біології і медицини.* 2018. Вип. 4. Том 2 (147). С. 217-222.

5. *Швець Л. С.* Організація ділової гри на практичних заняттях з медичної біології. *Медична освіта.* 2016. № 1. С. 112-114.

6. *Олійник Н. А.* Методика навчання майбутніх агроінженерів. *Педагогіка формування творчої особистості у вищій і загальноосвітній школах : зб. наук. пр. Запоріжжя : КПУ, 2018. Вип. 60., Т. 2.* С. 134-138.

7. *Василенко О. В.* Досвід застосування сучасних методів навчання при підготовці фахівців ресторанної справи у вищих навчальних закладах. *Наукові записки. Серія: Проблеми методики фізико-математичної і технологічної освіти.* 2015. Вип. 7 (І). С. 118-121.

8. *Дерева О. О., Дерева С. В.* Ділова гра та її можливості в професійній підготовці майбутніх інженерів. *Збірник науково-методичних праць: Удосконалення освітньо-виховного процесу в вищому навчальному закладі.* Вип. 20. Мелітополь. 2017. С. 100-105.

9. *Перцева Т. О., Мироненко О. В., Дмитриченко В. В., Гарагуля Г. А., Ботвінікова Л. А.* Особливості застосування педагогічної технології «ділова гра» у навчальному процесі студентів вищих медичних навчальних закладів. *Матеріали XIII Всеукраїнської наук.-практ. конф.: «Актуальні питання якості медичної освіти» (12-13 трав. 2016 р.).* Тернопіль. 2016. Т. 2. С. 157-158.

10. Методичні рекомендації до організації та проведення ділових ігор на заняттях з іноземної мови у технічних університетах [Електронний ресурс]: Уклад.: Ю. О. Гайдено. К.: НТУУ «КПІ», 2016. 86 с.

11. *Швець Г. Д.* Ігрові технології в навчанні української мови як іноземної. *Науковий вісник Південно-українського національного педагогічного університету ім. К.Д. Ушинського.* 2016. №5 (112). С. 106-112.

12. *Сургова С. Ю.* Використання ділової гри в процесі формування творчої особистості майбутніх соціальних працівників. *Педагогіка формування творчої особистості у вищій і загальноосвітній школах: зб. наук. пр. Запоріжжя: КПУ, 2018. Вип. 60. Т. 2.* С. 168-172.

13. *Захаренко В. О., Юрченко М. А.* Якість освіти, проблеми та напрями вирішення питань підготовки фахівців. *Модернізація вищої освіти та проблеми управління якістю підготовки фахівців. Організація системи взаємодії «вища освіта – ринок праці».* Харків. ХДУХТ. 2018. С. 155-156.

14. *Морозова Т. С., Макаров Ю. А.* Деловая игра как современный метод активного обучения. *Научный альманах. № 4-2 (30).* 2017. С. 95-99.

15. *Денисенко Л. Н., Деревянченко С. П., Матвеев С. В.* Применение проблемного метода обучения совместно с деловой игрой для обучения студентов стоматологического факультета. *Международный журнал экспериментального образования.* 2016. № 4 (Ч. 2). С. 232-234.

16. *Клименко И. С.* Деловые игры, имитационные упражнения, кейсы. Москва. «КДУ», «Добросвет», 2019. 128 с.

17. Лисихина Н. В. Деловая игра как способ повышения эффективности учебного процесса при изучении дисциплины «Первая помощь». Инновационные методы и образовательные технологии подготовки сотрудников органов внутренних дел: материалы Всерос. науч.- практ. конф. Ростов-на-Дону. 2017. С. 35-37.

18. Современные педагогические технологии: учебное пособие для студентов-бакалавров, обучающихся по педагогическим направлениям и специальностям. автор-составитель: О. И. Мезенцева; под. ред. Е. В. Кузнецовой. Новосибирск: ООО «Немо Пресс», 2018. 140 с.

19. Лисихина Н. В. Инновационный подход при обучении юристов основам первой помощи при чрезвычайных ситуациях. Педагогические науки. 2018. №15. С. 401-402.

20. Литвинов А. Сю Педагогічний провайдинг інновацій в освіті. Суми. Університетська книга, 2017. 265 с.

ДІЛОВА ГРА ЯК СПОСІБ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ НАВЧАЛЬНОГО ПРОЦЕСУ ПРИ ВИВЧЕННІ ТЕМИ НАДАННЯ ДОМЕДИЧНОЇ ДОПОМОГИ ПОТЕРПІЛИМ У РАЗІ НЕЩАСНИХ ВИПАДКІВ

С. М. Голопура, П. О. Чмара

Анотація. Статтю присвячено теоретичному та практичному аналізу використання методу ділової гри для професійної підготовки майбутніх спеціалістів, які за своїми службовими обов'язками повинні володіти основними практичними навичками з рятування та збереження життя людини у разі нещасного випадку на виробництві, та відповідно до закону зобов'язані здійснювати невідкладні дії та організаційні заходи. Зазначено, що проблему застосування гри в системі соціально-педагогічної роботи широко представлено з погляду педагогіки в загальних дослідженнях. Разом із тим спостерігаємо дефіцит вітчизняних досліджень, присвячених розробленню теоретичних основ і вдосконаленню практики використання ділової гри як активного працезахоронного методу навчання майбутніх спеціалістів. Визначено специфіку ігрової діяльності, яка полягає в напрямі профілактичної, превентивної спрямованості гри як методу організації змістовного навчання майбутніх фахівців.

Мета досліджень – розробити, науково обґрунтувати та експериментально перевірити методику ділової гри «Надання домедичної допомоги потерпілим у разі нещасного випадку на виробництві», спрямовану на відпрацювання студентами послідовності дій щодо надання домедичної допомоги в порядку терміновості та вміння підтримувати основні життєвих функції потерпілого до приїзду бригади екстреної медичної допомоги. Результатом таких ігор може бути як безпосередній розвиток якостей особистості, так і демонстрація практичної підготовки майбутніх фахівців. Програвання певних ситуацій, залучення учасників гри до ситуації вибору є реальним шляхом до впевненості у своїх силах, вмінню правильно орієнтуватись в екстремальній ситуації та використовувати підручні засоби для надання допомоги потерпілим.

У даній роботі проаналізовано ступінь засвоєння навчального матеріалу студентами після проведення практичних занять у формі ділової гри порівняно зі студентами контрольних груп, в яких цю тему подавали у лекційному вигляді. Форма атестації студентів полягала у відповідях на тестові завдання та описові запитання навчального модуля. Порівнювали усереднені оцінки відповідей за 100-бальною системою з результатами оцінювання у контрольних групах з врахуванням загального балу успішності студентів за навчальний рік.

Ключові слова: ділова гра, охорона праці, надання домедичної допомоги потерпілим, екстремальна ситуація, ступінь засвоєння навчального матеріалу.

ДЕЛОВАЯ ИГРА КАК СПОСОБ ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ УЧЕБНОГО ПРОЦЕССА ПРИ ИЗУЧЕНИИ ТЕМЫ ПРЕДОСТАВЛЕНИЯ ДОМЕДИЦИНСКОЙ ПОМОЩИ ПОСТРАДАВШИМ ПРИ НЕСЧАСТНЫХ СЛУЧАЯХ

С. Н. Голопура, П. А. Чмара

Аннотация. Статья посвящена теоретическому и практическому анализу использования метода деловой игры для профессиональной подготовки будущих специалистов, которые по долгу службы должны владеть основными навыками по спасению и сохранению жизни человека в случае несчастного случая на производстве, и в соответствии с законом обязаны осуществлять неотложные действия и организационные мероприятия. Отмечено, что проблема применения игры в системе социальнопедагогической работы широко представлены с точки зрения педагогики в общих исследованиях. Вместе с тем наблюдаем дефицит отечественных исследований, посвященных разработке теоретических основ и совершенствованию практики использования деловой игры как активного трудоохранного метода обучения будущих специалистов. Определена специфика игровой деятельности, которая заключается в направлении профилактической, превентивной направленности игры как метода организации содержательного обучения будущих специалистов.

Цель исследований – разработать, научно обосновать и экспериментально проверить методику деловой игры «Предоставление домедицинской помощи пострадавшим при несчастном случае на производстве», направленную на отработку студентами последовательности действий по предоставлению домедицинской помощи в порядке срочности и умение поддерживать основные жизненные функции пострадавшего до приезда бригады экстренной медицинской помощи. Результатом таких игр может быть, как непосредственное развитие качеств личности, так и демонстрация практической подготовки будущих специалистов. Проигрывания определенных ситуаций, привлечения участников игры к ситуации выбора является реальным путем к уверенности в своих силах, умению правильно ориентироваться в экстремальной ситуации и использовать подручные средства для оказания помощи пострадавшим.

В данной работе проанализирована степень усвоения учебного материала студентами после проведения практических занятий в форме деловой игры по сравнению со студентами контрольных групп, в которых эту тему подавали в лекционном виде. Форма аттестации студентов заключалась в ответах на тестовые задания и описательные вопросы учебного модуля. Сравнивали усредненные оценки ответов по 100-балльной системе с результатами оценивания в контрольных группах с учетом общего балла успеваемости студентов за учебный год.

Ключевые слова: деловая игра, охрана труда, предоставление домедицинской помощи пострадавшим, экстремальная ситуация, степень усвоения учебного материала.

С. М. Голопура ORCID 0000-0001-9531-5344.

П. О. Чмара ORCID 0000-0002-8793-5188.

УДК 519.8:656.135.073:658.8.036.6:338.432

METHOD OF ASSESSMENT OF TRANSPORTATION COMPETITIVENESS ON BASIS OF MULTIPLE VECTOR MODEL OF TRANSPORTATION SERVICES QUALITY INDICATORS

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 – August 2020, Accepted – October 2020.

Bibl. 10, fig. 6, tabl. 0.

Abstract. Competitiveness indicators for transport services are changing under the influence of both intra-industry factors and the conditions of the transport market and macroeconomic conditions. At the same time, under the conditions of continuous improvement of quality and differentiation of transport services of the competing companies, the requirements put forward by freight owners to trucking companies change.

The article proposes a new method of assessing the competitiveness of a motor transport company by the transport service quality indicators. The developed model allows to assess the competitiveness of the motor transport enterprise on the basis of the transport service quality indicators, taking into account both the importance of the individual factors of quality in the general system and their various changes.

This model can be used to provide an indicative assessment of the quality of transportation in various segments of the freight market.

Key words: efficiency, competitiveness, freight, transport services, quality of service.

Introduction

The study of the quality of road transport services is possible using different approaches, for example, both from the point of view of the process of rendering the road service and from the point of view of the consumption of the road service. If the road transport service is provided by qualified enterprises under the conditions that meet all the requirements of scientific and technological progress, then, all else being equal, the result will be the best, and therefore the quality level will be the highest.

Formulation of problem

This view takes into account three components of the quality of road transport services: quality of the structure (organizational and technical quality of resources: material and technical base, staffing, etc.); the quality of the process (timely delivery of goods and passengers, the

choice of an adequate strategy of technology of rendering services, compliance with rules and standards, etc.); quality of the result (socio-economic effect of the measures taken).

Analysis of recent research results

Recently, based on the specific nature of services, scientists seek to distinguish from the general concepts of enterprise competitiveness - the competitiveness of the service industry. Thus, I.V. Dragunov concludes that the competitiveness of a service organization is determined by its potential, sufficient to retain or expand its market share in a competitive environment [2]. B. Seyoum's competitiveness of organizations in the sphere of transport and tourist services is determined by their comparative advantages over their competitors [9]. Instead, W. Song and C. Pang point out that the competitiveness of the service sector is primarily determined by the quality of the services provided. In particular, the impact of quality is stronger for large companies and when the global environment is characterized by high dynamism and complexity [10].

Based on the specific nature of road transport services, the methods of assessing their competitiveness also have some differences. Their study is given the attention of T.A. Vorkut, O.E. Bilonog, A.M. Dmitrychenko and Yu.O. Tretynichenko [1], O.I. Zorina, O.V. Sivolvskaya [6], V.G. Shynkarenko, T.E. Lazarev [8]. Some aspects of this problem have been considered by us in previous works [3, 4].

However, the breadth of tasks entrusted to the road transport market, especially in terms of improving the quality of transport services, requires further research in this area.

Purpose of research

The purpose of the work is to develop a method of assessing the competitiveness of the motor transport company by the quality of transport service.

Research results

Almost all developments in the field of assessment and quality assurance of road transport services are in one way or another related to the use of such approaches as structural, process and effective. It is also important to note that such categories as "price" and "quality" are closely linked, but quality is one of the determining factors in the competitive struggle of motor transport companies for the consumer of services. Therefore, assessment is the final part of quality management, which involves analyzing the economic and social effectiveness of the road transport services provided. Social efficiency has a broader meaning.

The criteria for social efficiency are indicators of the country's (region's) development and satisfaction of the population with the received motor transport services. Cost-effectiveness is determined by the ratio of effect (output) and cost. Cost-effectiveness analysis is necessary to improve the quality of services when the most important problem is to achieve maximum results with limited costs.

Competitiveness indicators for transport services are changing under the influence of both intra-industry factors and the conditions of the transport market and macroeconomic conditions. At the same time, under the conditions of continuous improvement of quality and differentiation of transport services of the competing companies, the requirements put forward by freight owners to motor transport companies change. Accordingly, only the users of transport services can give the most objective assessment of the competitiveness of a motor transport enterprise in terms of quality of transport service.

In this case, it is advisable to use a graphical method to perform analysis on specific indicators. Its advantage is a visual representation of all indicators, which allows to analyze their dynamics both mathematically and visually. The disadvantage is the inability to account for the impact of individual quality indicators in the overall system. That is, a differentiated change of individual indicators towards improvement or deterioration may not affect the complex indicator, which is geometrically expressed by the area of the figure.

In this method, the competitiveness of road transport can theoretically be represented on a plane in the form of a multidimensional coordinate system, in which specific indicators of the quality of transportation are distinguished, the quantity of which may be unlimited ($a_1 \dots a_2 \dots a_i$) (see Fig. 1).

In the transition from the theoretical model to the practical assessment, the number of analyzed indicators is limited by the available statistical information on the quality of freight traffic and the quality of transport services.

At the same time, for the convenience of competitiveness analysis and ensuring the comparability of all indicators, the measurement of indicators is carried out in the range from 0 to 1 (a value equal to 1, which corresponds to the provision of regulatory or planned level of the indicator). Therefore, even when the figure exceeds one, it is considered equal to 1.

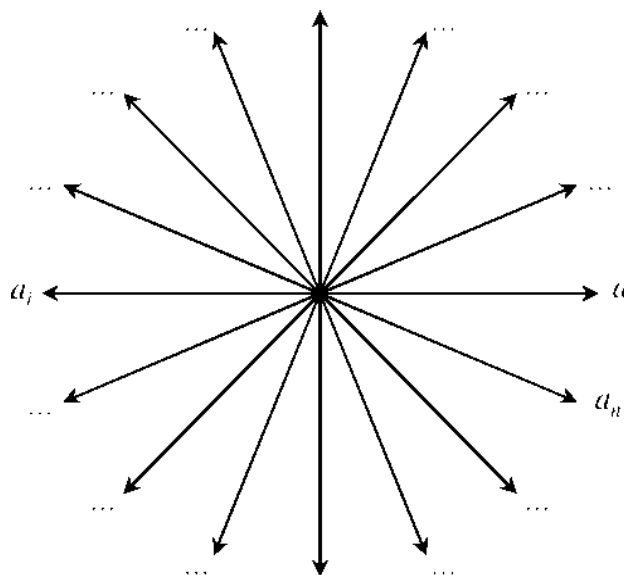


Fig. 1. Multidimensional coordinate system for the quality of road transport.

Source: Compiled by the authors.

In our view, the quality of transport services is fully characterized by the following system of indicators:

- delivery time;
- safety;
- security;
- completeness of transportation demand satisfaction;
- regularity (rhythm) of cargo delivery;
- comprehensiveness of transport services;
- transport accessibility of users;
- transport security of the territories;
- environmentally friendly transportation.

So, we build an n -dimensional system of transport service quality in space (Fig. 2).

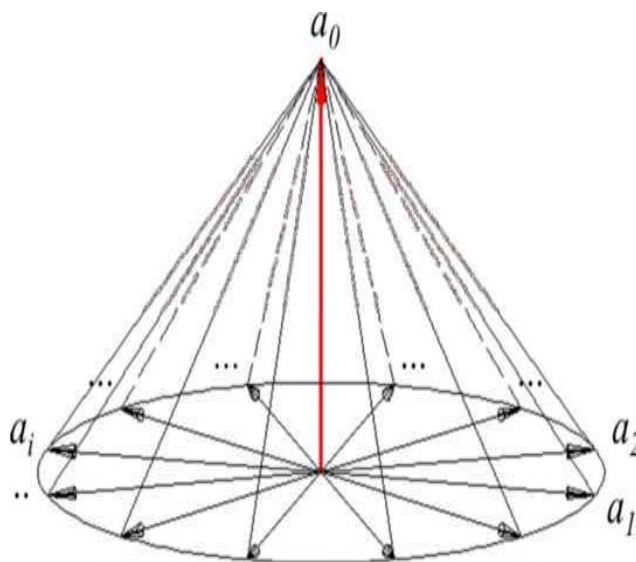


Fig. 2. Spatial pattern of the transport service quality system.

Source: Compiled by the authors.

To do this, we select the principal analyzed parameter a_0 and depict it as a vector emerging from the origin of this system and pointing upward perpendicular

to the horizontal plane in which the other vectors are located. They will display metrics that can be analyzed in two-dimensional space ($a_1, a_2, \dots, a_i$).

The spatial model allows us to obtain an additional parameter - the total vector of the acym which length and direction in space allows us to assess the complex change of the analyzed indicators. The total vector is determined by the formula:

$$\vec{a}_{com} = \sum_{i=1}^n \vec{a}_i + \vec{a}_0, \quad (1)$$

Therewith, $\sum \vec{a}_i$ is a projection of $\vec{a}_{com}$ vector on a horizontal plane, as $\vec{a}_0$ vector; is perpendicular to this plane.

As can be seen from Fig. 3, the figure formed by the connection of the end of $\vec{a}_0$ vector; with the ends of the projection vectors, will be an n-corner pyramid.

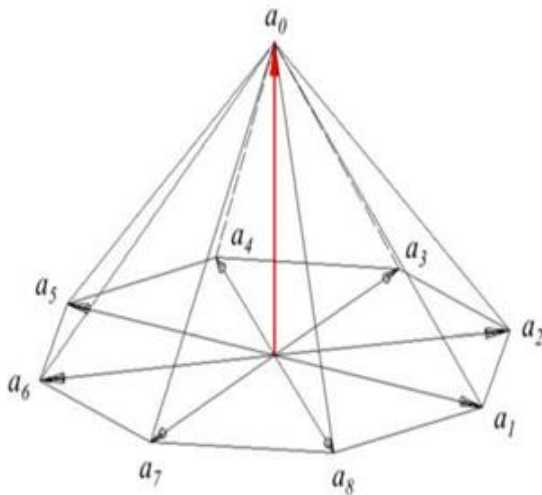


Fig. 3. Spatial pattern of the equilibrium system of service quality indicators.

Source: Compiled by the authors.

The angles between the vectors lying on the plane can be determined by the formula:

$$\alpha_i = \frac{360}{n} = const \quad (2)$$

In this case, the correct n-angular figure can be obtained only in the case of equilibrium influence of quality indicators on competitiveness, in which all indices

$a_1 \dots a_i$ are equal in modulus, and the total vector $\vec{a}_{cym}$ coming from the origin will coincide with the vector $\vec{a}_0$ and will play a role of height in this pyramid, being clearly perpendicular to the plane, because in this case

$\sum \vec{a}_i = 0$. Let's call this vector $\vec{a}_{cym}$ "perfect". This equality will also be observed when the number of indices analyzed on the plane is equal, if the values of all pairwise opposite vectors are equal in modulus.

Based on the analysis of the theory and practice of assessing the quality of freight traffic, it is advisable to send upward a vector that characterizes the indicator of reliability of cargo delivery as the most significant, and to consider other indicators on the plane. It provides an opportunity to assess their importance in the system and identify problem areas that need priority.

As the basic indicators of competitiveness of freight transportation are reduced to eight summarizing indicators of quality of transport service, using a multidimensional spatial vector, let us imagine in space a multidimensional coordinate system consisting of eight axes on a plane, and the vector of reliability of supply itself $\vec{a}_0$; will be clearly perpendicular to the plane. The total area of the figure can be determined by the formula:

$$S_{com} = \sum_{i=1}^n S_{a_i, a_{i+1}} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n a_i \times a_{i+1} \times \sin \alpha_i \quad (3)$$

By analyzing changes in metrics over a period of time, you can compare the areas of the resulting figures for each period. However, this comparison does not allow us to assess the impact of individual indicators on the overall system.

In contrast to the plane model, in the spatial model, in addition to the parameter of the area, there is a deviation of the total vector from the vertical, which is characterized by the vector of its projection onto the plane. The less actual quality indicators are balanced, the greater the deviation of the total vector from the vertical, i.e.

$$\sum \vec{a}_i \neq 0 \quad (4)$$

where $\vec{a}_{tot}$ is the "perfect" total vector,

$\vec{a}'_{tot}$ is the actual total vector.

Thereat, the deviation $\vec{a}'_{tot}$ from $\vec{a}_{tot}$ indicates what quality indicators will negatively affect the complex competitiveness indicator.

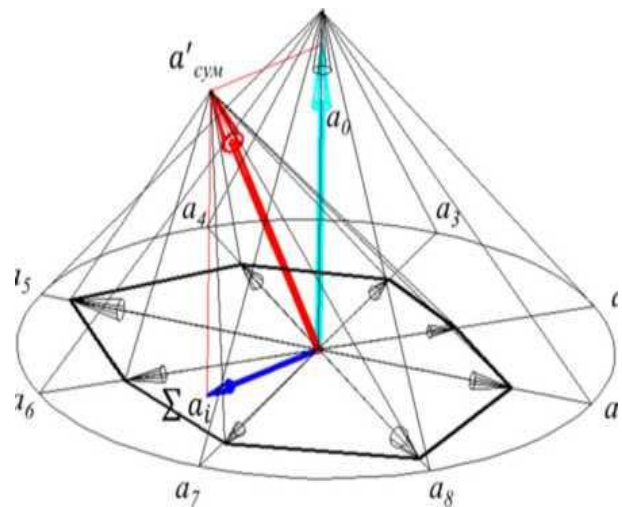


Fig. 4. Spatial pattern of the nonequilibrium system of service quality indicators.

Source: Compiled by the authors.

To determine the parameters of the total vector $\vec{a}_{com}$ and its projections $\sum \vec{a}_i$, we use relations from vector algebra [5].

1) The coordinates of the total vector $\vec{a}_{com}$ are determined by the following formulas:

$$X = \sum_{i=1}^n a_i \times \cos(a_i \times (i-1)) \quad (5)$$

$$Y = \sum_{i=1}^n a_i \times \sin(a_i \times (i-1)), \quad (6)$$

$$Z = a_0 \quad (7)$$

where x, y, z – are the coordinates of the total vector;
 a_{i-} is the value of the i-th quality indicator;
 α_{i-} is the angle formed by vectors.

Thus, if $\sum \vec{a}_i = 0$, then $x=0$ and $y=0$, $z = a_0$, the coordinates of the projection of the total vector on the plane will take the value (x; y; 0).

2) The length of the total vector $\vec{a}_{com}$ and its projection $\sum \vec{a}_i$ are determined by the formulas:

$$l_{\vec{a}_{tot}} = \sqrt{x^2 + y^2 + a_0^2}, \quad (8)$$

$$l_{\sum \vec{a}_i} = \sqrt{x^2 + y^2}, \quad (9)$$

3) The angle β between the vector and the horizontal plane is determined by the formula:

$$tg\beta = \frac{|\vec{a}_0|}{|\sum \vec{a}_i|}, \quad (10)$$

4) To determine the angle γ , which shows the direction of projection of the total vector on the plane, you can use the formula:

$$tg\gamma = \frac{y}{x}, \quad (11)$$

And since it is not always possible to accurately visually determine in which segment the projection of the total vector lies, it is advisable to quantify the position of

the plane formed by the total vector $\vec{a}_{tot}$ and the main vector $\vec{a}_0$ by the angle γ .

Given the length of the total vector and the angle between it and the horizontal plane, the system of criteria for maximizing the quality level is presented as follows:

$$l_{\vec{a}_{cev}} \rightarrow 1, \beta \rightarrow 90, \quad (12)$$

The position of the vector $\sum \vec{a}_i$ on the plane allows you to determine the segment in which the quality indicators have a negative impact on the complex indicator of competitiveness. The direction of the

projection of the total vector indicates a segment where positive dynamics of quality indicators were observed, and the opposite end of this projection - to a segment with indicators that lag behind the complex dynamics of growth.

As already mentioned, it is important for the distribution of factors in the coordinate system to structure them according to the nature of the analysis. Thus, for analysis from the point of view of the freight enterprise, a multidimensional system with structured quality of transport service on the plane will take the following form (Fig. 5).

The analyzed indicators are divided into two groups:

- indicators of completeness of transport service (speed or term of delivery of cargo; completeness of transportation demand satisfaction; fulfillment of supply conditions; complexity of transport service; transport accessibility of users);

- indicators of stability of transport services (regularity or rhythm of delivery of goods, availability of vehicles, condition of vehicles, safety of transported goods, safety of transportation; transport security of the territory).

It should be noted that the proposed system also takes into account such indicators as transportation security and accessibility, which are not directly dependent on the activity of the freight enterprise, but do not take into account the environmental indicator, since it is not directly relevant for each specific type of cargo and, accordingly, its owner. In this case, the quality of transport services and, in general, the competitiveness of freight traffic will be influenced by the zone of overwhelming influence of the carrier and the zone of overwhelming influence of the owner of the infrastructure.

The use of freight transport service providers to characterize the quality of freight transport indicators is fundamentally important not only from the point of view of market practice, because it reflects the principle of customer orientation, but also from the point of view of fundamental provisions of economic theory. Another founder of the

Austrian School of Economics, K. Menger, emphasized that the value of benefits is "the judgments that managers have about the value of the goods at their disposal" [7]. In our view, K. Menger's proposition underlying the subjective theory of value fully applies to the assessment of the individual qualities of these goods, in particular, the quality of freight.

We analyze the parameters ($a_1 \div a_{12}$) on the plane, grouping them in the following directions: completeness of transport service, speed and regularity of deliveries, stability of transport service, interaction with users of transport services.

As the main parameter that goes up from the origin, we choose "cost of services" (a_0).

Thus, the formed system will comprehensively characterize the price and quality of transportation, and the vectors characterizing the quality indicators will be located in the horizontal plane (Fig. 6).

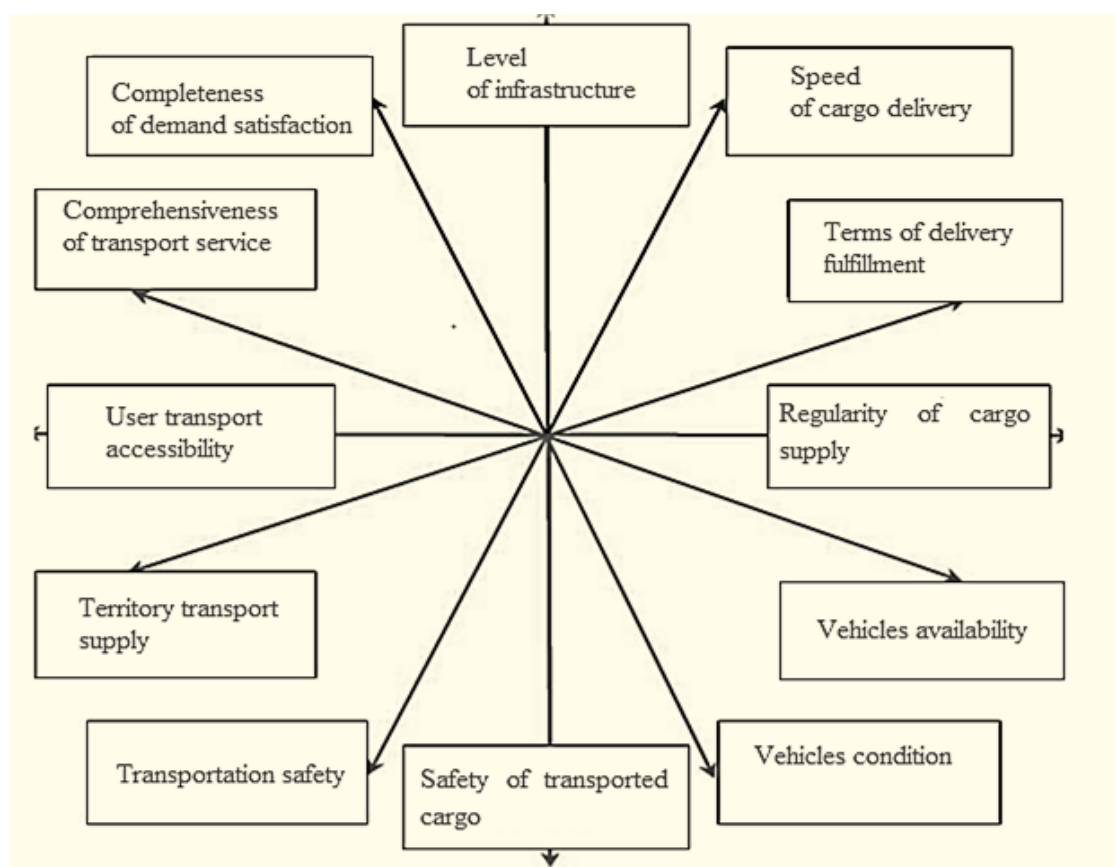


Fig. 5. System of indicators of transport service quality.

Source: Compiled by the authors

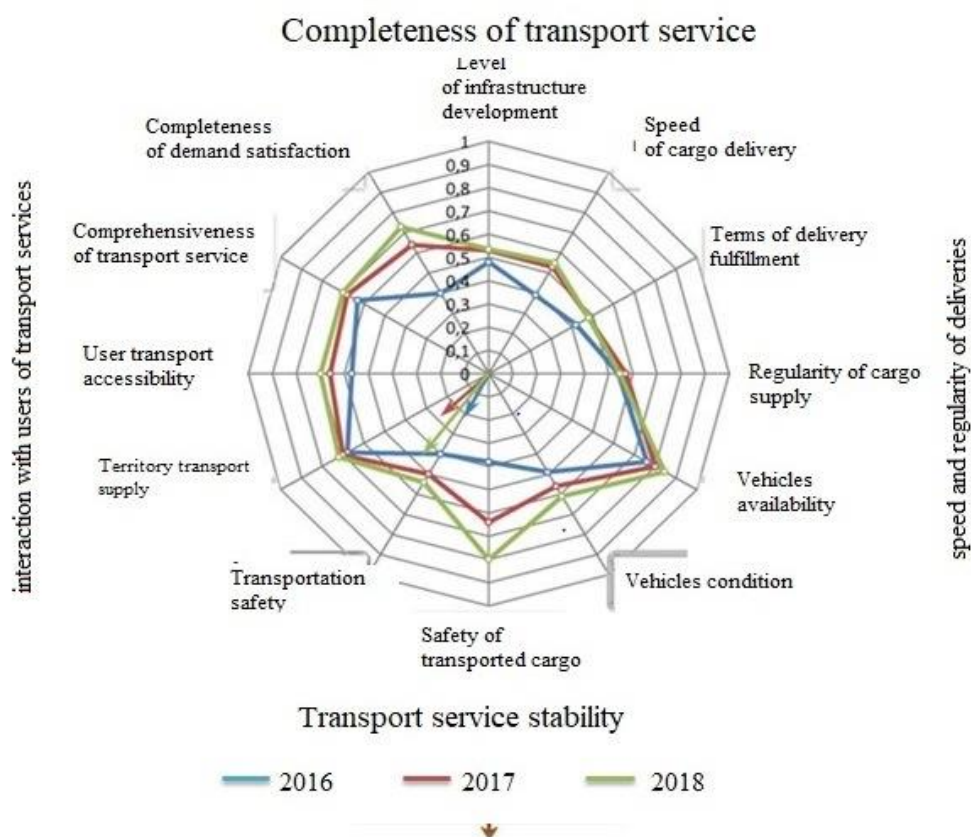


Fig. 6. Dynamics of transport quality indicators

Source: Compiled by the authors

The deviation of the projection of the total vector from the axis indicates the following:

- the segment with lagging growth dynamics in 2017 is shifting from indicators of completeness of transport service in the direction of indicators of speed and regularity of deliveries, and in 2018 it covers both of them, and at the same time this year the indicators of "completeness of demand satisfaction" and "safety of transported cargo" are growing significantly;

- the direction of the total vectors shows that the quality indicators that belong to the group "interaction with users of transport services" have improved to a greater extent than other indicators;

- the speed and regularity of deliveries, as well as the completeness of transport services, deserve more attention than the sustainability of transport services, which should be taken into account when designing measures to improve the competitiveness of freight services.

Conclusions

1. The proposed model for assessing the competitiveness of freight services allows to assess the competitiveness based on the quality of transport service, taking into account both the importance of individual quality indicators in the overall system and their various changes.

2. This model can be used to provide an indicative assessment of the quality of transportation in various segments of the freight market. In addition, one of the key strengths of the competitiveness assessment model is that the number of analyzed indicators that affect competitiveness is potentially unlimited.

3. It also allows us to assess the competitiveness both in terms of customer-centric approach and price-quality ratio, as well as from the position of the freight carrier enterprise taking into account the factors of transportation security and accessibility.

References

1. Vorkut T. A., Bilonog O. E., Dmitrychenko A. M., Tretinichenko Y. A. (2017). Supply Chain Management, Logistics Aspect: Teach. manual Kiev; NTU. 288.
2. Dragunova I. V. (2010). Assessment of competitiveness in services. *Economic Journal*. №19. 43-48.
3. Zagursky O. M. (2019). Analysis of the market of motor transport services in Ukraine. Collection of scientific works "Road Transport". № 44. 66-71.
4. Zagursky O. M. (2019). Assessment of the transport services market of Ukraine. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Vol. 10. No. 1. 41-46.
5. Zaitsev E. P. (2017). Higher mathematics: linear and vector algebra, analytical geometry, introduction to mathematical analysis: textbook. tool. 2nd edition, stereotyped. Kyiv: Alerta. 574.
6. Zorina O. I., Sivolovskaya O. V. (2012). Methods for assessing the competitiveness of the transport service.

Electronic Scientific Professional Edition "Effective Economy". № 5 URL: <http://www.economy.nayka.com.ua/?iid=1133&operation=1>.

7. Menger K. (2005). Selected Works. Moscow: Territory of the Future Publishing House. 496.

8. Shinkarenko V. G., Lazareva T. E. (2016). Assessment of the intensity of competition in the market of motor transport services. *Economy of the transport complex: coll. Sciences. Kharkiv Ave. nat. car-do. un-t; Economy. Management. Innovation. Issue No. 4* (19). 60-77.

9. Seyoum B. (2007). Revealed comparative advantage and competitiveness in services. *Journal of Economic Studies*, 34 (5), 376-388.

10. Wenbin Sun, Jing Pang. (2017). Service quality and global competitiveness: Evidence from global service firms, *Journal of Service Theory and Practice*, Vol. 27 Issue 6, 1058-1080, URL: <https://doi.org/10.1108/JSTP-12-2016-0225>.

Список літератури

1. Воркут Т. А., Білоног О. Є., Дмитриченко А. М., Третиниченко Ю. О. Управління ланцюгами постачань, логістичний аспект. Київ; НТУ, 2017. 288 с.
2. Драгунова І. В. Оцінка конкурентоспособности в сфере услуг. *Экономический журнал*. 2010. № 19. С. 43-48.
3. Загурський О. М. Аналіз ринку автотранспортних послуг в Україні. Збірник наукових праць «Автомобільний транспорт». 2019. № 44. С. 66-71.
4. Загурський О. М. Оцінка ринку транспортних послуг України. *Техніка та енергетика*. 2019 Т. 10. № 1. С. 41-46.
5. Зайцев Є. П. Вища математика: лінійна та векторна алгебра, аналітична геометрія, вступ до математичного аналізу: навч. посіб. 2-ге видання, стереотипне. Київ: Алерта, 2017. 574 с.
6. Зоріна О. І., Сиволовська О. В. Методи оцінки конкурентоспроможності транспортної послуги Електронне наукове фахове видання «Ефективна економіка». 2012. № 5 URL: <http://www.economy.nayka.com.ua/?iid=1133&operation=1>.
7. Менгер К. Избранные работы. Москва: Издательский дом «Территория будущего», 2005. 496 с.
8. Шинкаренко В. Г., Лазарева Т. Є. Оцінка інтенсивності конкуренції на ринку автотранспортних послуг. *Економіка транспортного комплексу: зб. наук. пр. Харк. нац. автомоб.-дор. ун-т; Економіка. Управління. Інновації*, 2016. Випуск № 4 (19), С. 60-77.
9. Seyoum B. Revealed comparative advantage and competitiveness in services. *Journal of Economic Studies*, 2007. 34(5), P. 376-388.
10. Wenbin Sun, Jing Pang Service quality and global competitiveness: evidence from global service firms, *Journal of Service Theory and Practice*, 2017. Vol. 27 Issue: 6, P. 1058-1080, URL: <https://doi.org/10.1108/JSTP-12-2016-0225>.

МЕТОД ОЦІНКИ КОНКУРЕНТОСПРОМОЖНОСТІ
АВТОТРАНСПОРТНИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ НА ОСНОВІ
БАГАТОВИМІРНОЇ ВЕКТОРНОЇ МОДЕЛІ
ПОКАЗНИКІВ ЯКОСТІ ТРАНСПОРТНОГО
ОБСЛУГОВУВАННЯ

О. М. Загурський

Анотація. Показники конкурентоспроможності транспортних послуг змінюються під впливом як внутрішньогалузевих факторів, так і кон'юнктури транспортного ринка й макроекономічної кон'юнктури. При цьому в умовах безперервного підвищення якості і диференціації транспортних послуг компаній-конкурентів змінюються і вимоги, що висуваються вантажовласниками до автоперевізників.

В статті запропоновано новий метод оцінки конкурентоспроможності автотранспортного підприємства за показниками якості транспортного обслуговування. Розроблена модель дозволяє оцінювати конкурентоспроможності автотранспортного підприємства на основі показників якості транспортного обслуговування з урахуванням як значущості окремих чинників якості в загальній системі, так і їх різноспрямованих змін. Ця модель може бути використана для індикативної оцінки рівня якості перевезень на різних сегментах ринку вантажних перевезень.

Ключові слова: ефективність, конкурентоспроможність, вантажні перевезення, транспортні послуги, якість обслуговування.

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

МЕТОД ОЦЕНКИ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТИ
АВТОТРАНСПОРТНЫХ ПЕРЕВОЗОК НА ОСНОВЕ
МНОГОМЕРНОЙ ВЕКТОРНОЙ МОДЕЛИ
ПОКАЗАТЕЛЕЙ КАЧЕСТВА ТРАНСПОРТНОГО
ОБСЛУЖИВАНИЯ

О. Н. Загурский

Аннотация. Показатели конкурентоспособности транспортных услуг изменяются под влиянием как внутриотраслевых факторов, так и конъюнктуры транспортного рынка и макроэкономической конъюнктуры. При этом в условиях непрерывного повышения качества и дифференциации транспортных услуг компаний-конкурентов меняются и требования, предъявляемые грузовладельцами к автоперевозчикам.

В статье предложен новый метод оценки конкурентоспособности автотранспортного предприятия по показателям качества транспортного обслуживания.

Разработанная модель которая позволяет оценивать конкурентоспособность автотранспортного предприятия на основе показателей качества транспортного обслуживания с учетом как значимости отдельных факторов качества в общей системе, так и их разнонаправленных изменений. Эта модель может быть использована для индикативной оценки уровня качества перевозок на различных сегментах рынка грузовых перевозок.

Ключевые слова: эффективность, конкурентоспособность, грузовые перевозки, транспортные услуги, качество обслуживания.

УДК 631.514

ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНИХ І ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РОЗРОБЛЕНИХ ВАРІАНТІВ БОРОНИ З ГВИНТОВИМИ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗАРОБЛЯННЯ РОСЛИННИХ РЕШТОК

М. Б. Клендій¹, М. І. Клендій¹, Р. В. Шатров²

¹Відокремлений підрозділ національного університету біоресурсів і природокористування України
«Бережанський агротехнічний інститут», Україна.

²Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: Klendiy@ukr.net, rvshatrov@outlook.com.

Історія статті: отримано – липень 2020, акцептовано – жовтень 2020.

Бібл. 22, рис. 5, табл. 2.

Анотація. Метою дослідження є встановлення впливу конструктивних і технологічних параметрів розроблених варіантів бороны з гвинтовими робочими органами на ефективність заробляння рослинних решток.

Об'єктом дослідження є технологічний процес обробітку ґрунту бороною з гвинтовими робочими органами. Предметом дослідження є закономірності перебігу процесу заробляння рослинних решток залежно від зміни кута атаки робочого органу, величини кроку гвинтового робочого органу та глибини обробітку ґрунту.

На основі проведеного комплексу експериментальних досліджень виведено регресійні залежності для визначення відсотка площі поверхні поля з повним зароблянням рослинних решток бороною із гвинтовими робочими органами. Побудовані поверхні відгуку залежності відсотка площі поверхні поля з повним зароблянням рослинних решток ξ при обробітку ґрунту бороною із гвинтовими робочими органами.

Результати: Встановлено, що домінуючий вплив на величину відсотка площі поверхні поля з повним зароблянням рослинних решток ξ , має глибина обробітку ґрунту h , далі кут атаки β батареї гвинтових робочих органів і найменше впливає величина кроку гвинтового робочого органу T .

Ключові слова: бороны з гвинтовими робочими органами, кут атаки, крок гвинтового робочого органу, глибина обробітку ґрунту, заробляння рослинних решток.

Постановка проблеми

Ґрунтообробні робочі органи сільськогосподарських машин створюють необхідні умови для інтенсивного росту і розвитку рослини: у зв'язку з обробітком ґрунту полегшується доступ кисню і вологи у ґрунт, коренева система швидше розвивається і тим самим рослиною інтенсивно засвоюються макро-

та мікроелементи з ґрунту, що веде до швидшого розвитку рослини і, як результат, потенціал біологічного врожаю зростає. Похідними від підвищення ефективності використання сільськогосподарської техніки є врожайність (забезпечення потреб рослин в цілому) і собівартість продукції (витрати паливно-мастильних матеріалів, продуктивність, затрати робочого часу).

Актуальним постає питання зменшення собівартості виконання технологічних операцій при збереженні продуктивності роботи сільськогосподарської техніки та якості їх виконання. Тому актуальним є створення нових сільськогосподарських машин, їх робочих органів та проведення відповідних досліджень і розроблення рекомендацій для ефективного вирощування продукції рослинництва.

Аналіз останніх досліджень

Для обертання і кришіння ґрунту, перерізання пожнивних решток, перемішування їх із ґрунтом використовуються сферичні ґрунтообробні диски [1–3]. Від відстані між дисками, їх конструктивних параметрів і кутів установки залежить форма профілю обробленої смуги ґрунту та висота гребенів. Диск встановлюють так, щоб між площиною розташування леза (крайки диска) і напрямком руху агрегату був певний кут атаки. Для покращення перемішування диск відхиляють ще й у вертикальній площині, тому кожен диск має індивідуальне кріплення осі обертання до рами. Якщо застосувати гвинтову поверхню, то можна очікувати аналогічні результати роботи, але її можна кріпити на спільному валу, подібно до батареї дисків лушпильника.

- Для поверхневого обробітку ґрунту широко застосовують дискові робочі органи. Проектування і розрахунок дискових ґрунтообробних знарядь ґрунтово розкрив П.М. Заїка [4]. Також розроблено аналітичну модель установки ґрунтообробних

сферичних дисків для визначення геометричних та технологічних характеристик [5]. У працях більш вузького спрямування досліджуються різні аспекти покращення якості обробітку ґрунту такими знаряддями [6–9]. Визначено науковцями і перспективи подальшого вдосконалення дискових та інших ґрунтообробних знарядь [10, 19, 20, 21, 22]. В працях [11,12] теоретично обґрунтовано конструкцію ґрунтообробного знаряддя, в якому, в якості робочих органів використано гвинтові поверхні із відсіку розгортного гелікоїда.

Мета досліджень

Метою дослідження є встановлення впливу конструктивних і технологічних параметрів розроблених варіантів борони з гвинтовими робочими органами на ефективність заробляння рослинних решток, тобто визначення відсотка площі поверхні поля з повним зароблянням рослинних решток залежно від зміни кута атаки робочого органу, величини кроку гвинтового робочого органу та глибини обробітку ґрунту.

Результати досліджень

На основі теоретично одержаних конструктивних параметрів витків гелікоїда, було розроблено конструкцію і виготовлено гвинтові робочі органи борони, конструкцію яких показано на рис. 1, а також експериментальний варіант борони з гвинтовими робочими органами (рис. 2) [11, 12]. В таблиці 1 представлено технічну характеристику борони з гвинтовими робочими органами.



Рис. 1. Загальний вигляд гвинтового робочого органу.

Fig. 1. General view of the screw working body.

Одним із вагомих резервів підвищення родючості ґрунтів є використання соломи й інших рослинних решток, як органічних добрив, оскільки нині тваринницька галузь і близько не спроможна продукувати достатньої кількості органічних добрив. Натомість мінеральні дорогі і не здатні забезпечити тих переваг, які дає внесення ґною. Це передусім утворення органічної речовини та поліпшення механічних властивостей ґрунту, що виявляється у підвищеній здатності абсорбувати і зберігати вологу. Тому поле, на якому регулярно вноситься органіка,

завжди буде перспективнішим у плані врожаю у порівнянні з тим, де застосовується лише «хімія». Використання поживних решток зібраних культур дає змогу забезпечити надходження у ґрунт до 60–70% органічних речовин, фактично аналогічних за цінністю до класичного підстилкового ґною. При цьому, найвищий позитивний ефект спостерігається на ріпаку, соняшнику, бобових, кукурудзі та картоплі.

Дослідження із визначення ефективності заробляння рослинних решток ξ (визначення відсотка площі поверхні ділянки поля з повним зароблянням рослинних решток, %) проводились в польових умовах, при обробітку стерні пшениці в умовах господарства ФГ «Вікторія 92».



Рис. 2. Загальний вигляд експериментального зразка борони з гвинтовими робочими органами.

Fig. 2. General view of an experimental sample of a harrow with screw working bodies.

Таблиця 1. Технічна характеристика борони з гвинтовими робочими органами.

Table 1. Technical characteristics of the harrow with gunt working organs.

Параметр	Значення
Конструктивна ширина захвату, м	1,3
Необхідна потужність трактора, к.с.	від 40
Агрегатування з трактором	начіпне
Маса, кг	172
Кількість витків гелікоїда, шт	10
Зовнішній діаметр гелікоїда, мм	562-570
Глибина обробітку, см	3-12
Робоча швидкість, км/год	7...17
Габаритні розміри в транспортному положенні (довжина × ширина × висота).	2090×1430 ×1250

Обробіток ґрунту проводився бороною із гвинтовими робочими органами, в якій почергово, після обробітку певної ділянки (площею приблизно 100 м²), замінювали робочі органи (різних конструкцій і типорозмірів) та проводили переналагодження їх відносно напрямку руху.

Програма експериментальних досліджень передбачала проведення досліджень зміни величини відсотка площі поверхні ділянки поля з повним зароблянням рослинних решток ξ від величини кута розміщення батареї гвинтових робочих органів відносно напрямку руху (кута атаки β), величини кроку

гвинтового робочого органу T та глибини обробітку h . Для одержання значень досліджуваної величини використовували пікові (максимальні) значення, отримані в результаті досліджень даних.

Оцінка ефективності заробляння рослинних решток виконувалась методом спектрального аналізу інформації, одержаної із серії фотознімків, зроблених з висоти 10 м (при забезпеченні повздовжнього перекриття знімків не менше 60% відповідно до вимог фотограмметрії [345]), камерою квадрокоптера моделі DJI Phantom 4 шляхом обробки результатів знімання та побудови картографічних матеріалів у комп'ютерній програмі Agisoft Photoscan. Для визначення відсотка площі поверхні ділянки поля з повним зароблянням рослинних решток використовувалась геоінформаційна система (ГІС) QGIS 3, у якій виконувалась керована класифікація поверхні ґрунту методом навчальної вибірки.

Для кожного з факторів експеримент проводився не менше 3 разів, після чого визначалося середнє значення результату, яке використовувалось для подальшого статистичного оброблення результатів експерименту.

Для визначення впливу конструктивних та технологічних параметрів гвинтових робочих органів борони (незалежних факторів x_i) на величини відсотка площі поверхні ділянки поля з повним зароблянням рослинних решток ξ проведено повнофакторні експерименти, тобто визначення відсотка площі поверхні поля з повним зароблянням рослинних решток ξ , % від зміни трьох основних факторів: кута атаки робочого органу β , град., величини кроку гвинтового робочого органу T , м та глибини обробітку h , м, тобто $\xi = f(\beta, T, h)$, які наведено в таблиці 2.

Після кодування факторів складали план-матрицю відповідного багатофакторного експерименту типу ПФЕ 3^3 для числа дослідів $N = 3^3$.

Загальний вигляд рівняння регресії відсотка площі поверхні поля з повним зароблянням рослинних решток залежно від зміни кута атаки робочого органу β , величини кроку гвинтового робочого органу T та глибини обробітку h , тобто, $\xi = f(\beta, T, h)$ має вигляд:

$$\xi = 81.205 - 33.33T - 245.32h + 2.84\beta h + 1639.61h^2.$$

Отримане рівняння регресії (1) може використовуватись для визначення відсотка площі поверхні поля з повним зароблянням рослинних решток ξ , % від зміни трьох основних факторів: кута атаки робочого органу β , величини кроку гвинтового робочого органу T та глибини обробітку h , при обробітку ґрунту в таких межах зміни вхідних факторів:

$$20 \leq \beta \leq 40 \text{ (град)}; 0,18 \leq T \leq 0,26 \text{ (м)}; 0,08 \leq h \leq 0,12 \text{ (м)}.$$

За допомогою програмного забезпечення Statistica-6.0 для ПК побудували графічне відтворення проміжних загальних регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двовірних перерізів відсотка площі поверхні поля з повним зароблянням рослинних решток ξ , як функцію від двох змінних факторів $x_{i(2)}$, за постійного незмінного рівня відповідного третього фактора $x_{i(3)} = \text{const}$.

Таблиця 2. Характеристика факторів та значення їх рівнів для проведення експериментальних досліджень з визначення площі поверхні поля з повним зароблянням рослинних решток.

Table 2. Characteristics of factors and the value of their levels for experimental studies to determine the surface area of the field with full earnings of crop residues.

Кодоване позначення і найменування фактора	Значення рівнів фактора
x_1 Кут атаки робочого органу β , град	20-30-40
x_2 Величина кроку гвинтового робочого органу T , м	0,18-0,22-0,26
x_3 Глибина обробітку h , м	0,08-0,10-0,12

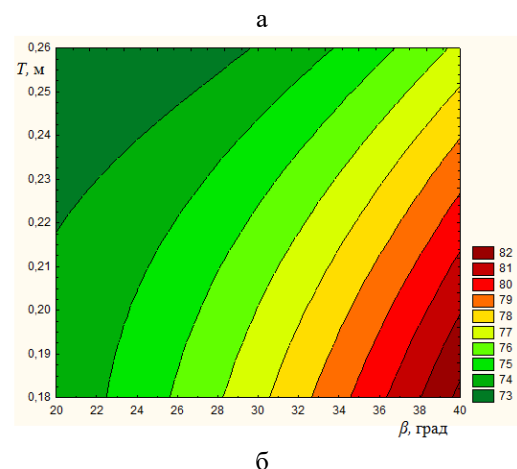
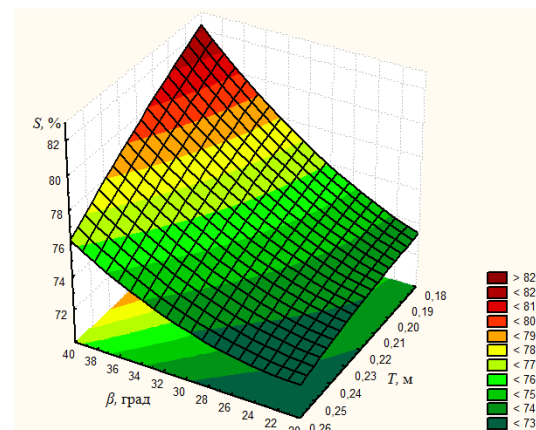
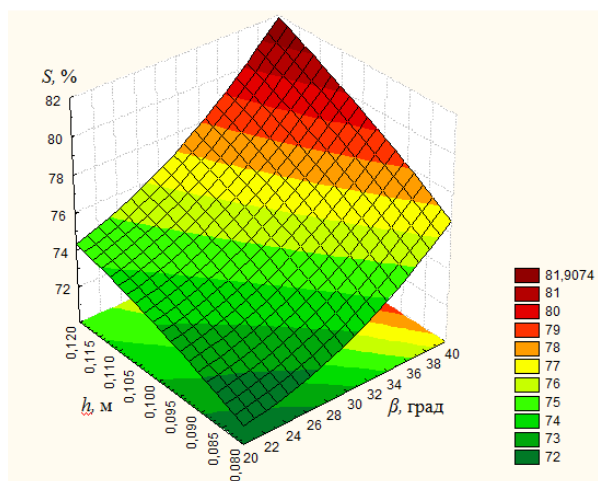


Рис. 3. Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності відсотка площі поверхні поля з повним зароблянням рослинних решток $\xi = f(\beta, T)$ від зміни кута атаки робочого органу β та величини кроку гвинтового робочого органу T ($h = 0,1$ м).

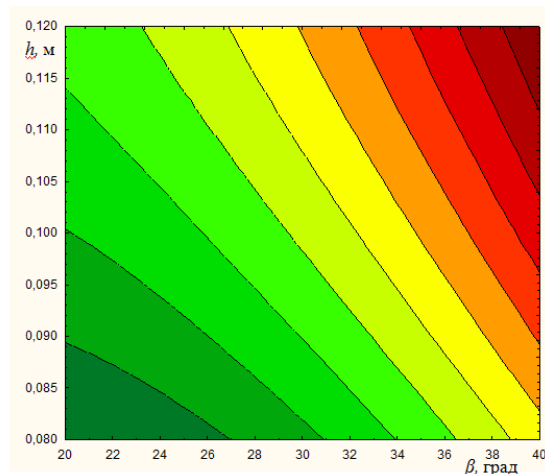
Fig. 3. Response surface (a) and two-dimensional cross-section of the response surface (b) dependence of the percentage of field surface area with full earnings of crop residues $\xi = f(\beta, T)$ on changes in the angle of attack of the working body β and the pitch of the screw working body T ($h = 0,1$ m).

Аналіз отриманого регресійного рівняння показує, що найбільший вплив на зміну відсотка площі поверхні поля з повним зароблянням рослинних решток ξ , чинять фактори $x_3, x_1, (h, \beta)$ та комбінації цих

факторів. Збільшення величини фактора x_3 (h) призводить до збільшення відсотка площі поверхні поля з повним зароблянням рослинних решток на 7,4%. В загальному, для збільшення відсотка площі поверхні поля з повним зароблянням рослинних решток, необхідно збільшувати глибину обробітку і величину кута атаки та зменшувати крок гвинтового робочого органу.



а



б

Рис. 4. Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності відсотка площі поверхні поля з повним зароблянням рослинних решток $\xi = f(\beta, h)$ від зміни кута атаки робочого органу β та глибини обробітку h ($T = 0,22$ м).

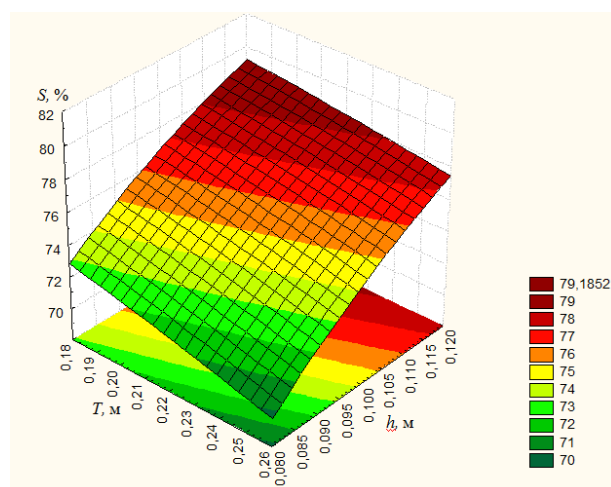
Fig. 4. Response surface (a) and two-dimensional cross-section of the response surface (b) dependence of the percentage of field surface area with full earnings of crop residues $\xi = f(\beta, h)$ on the change of angle of attack of the working body β and tillage depth h ($T = 0.22$ m).

Згідно отриманих рівнянь регресії побудовано поверхні відгуку та двовірні їх перерізи продуктивності від зміни двох факторів для $x_3 = \text{const}$.

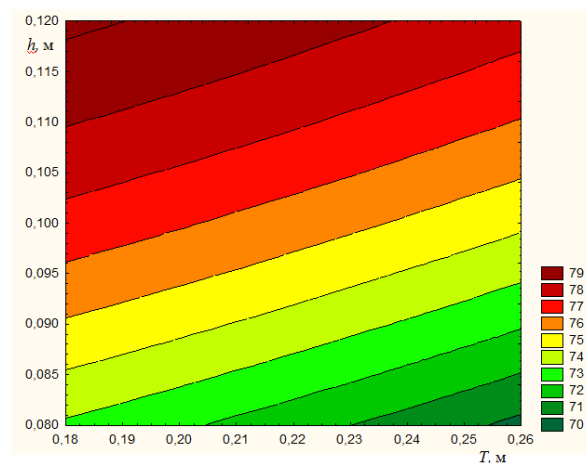
Графічні значення результатів залежності продуктивності, одержаної з використанням Statistica-6.0 наведено на рис. 3 – 5.

З рисунків 3 - 5 видно, що із збільшенням глибини обробітку величина відсотка площі поверхні поля з

повним зароблянням рослинних решток зростає і найбільше значення становить 84 %. Мінімальне значення відсотка площі поверхні поля з повним зароблянням рослинних решток складає 67 % при мінімальному куті атаки і максимальному кроці гвинтового робочого органу.



а



б

Рис. 5. Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності відсотка площі поверхні поля з повним зароблянням рослинних решток $\xi = f(T, h)$ величини кроку гвинтового робочого органу T та глибини обробітку h ($\beta = 30$ град).

Fig. 5. Response surface (a) and two-dimensional cross-section of the response surface (b) depending on the percentage of field surface area with full earnings of crop residues $\xi = f(T, h)$ step size of the screw working body T and tillage depth h ($\beta = 30$ deg).

Висновки

1 На основі проведеного комплексу експериментальних досліджень виведено регресійні залежності для визначення відсотка площі поверхні поля з повним зароблянням рослинних решток бороною із гвинтовими робочими органами. Встановлено, що домінуючий вплив на величину відсотка площі поверхні поля з повним зароблянням рослинних решток ξ , має глибина обробітку ґрунту h , далі кут атаки β батареї гвинтових робочих органів і

найменше впливає величина кроку гвинтового робочого органу T . Побудовані поверхні відгуку залежності відсотка площі поверхні поля з повним зароблянням рослинних решток ξ при обробітку ґрунту бороною із гвинтовими робочими органами, і встановлено, що із збільшенням глибини обробітку величина відсотка площі поверхні поля з повним зароблянням рослинних решток зростає і найбільше значення становить 84 %. Мінімальне значення відсотка площі поверхні поля з повним зароблянням рослинних решток складає 67 % при мінімальному куті атаки і максимальному кроці гвинтового робочого органу.

Список літератури

1. Стрельбицкий В. Ф. Дисковые почвообрабатывающие машины. Москва. Машиностроение, 1978. 218 с.
2. Циммерман М. З. Рабочие органы почвообрабатывающих машин. Москва. Машиностроение, 1978. 162 с.
3. Нартов П. С. Дисковые почвообрабатывающие орудия. Воронеж. Издательство ВГУ, 1972. 158 с.
4. Заїка П. М. Теорія сільськогосподарських машин. Т. I (ч. 1). Машина та знаряддя для обробітку ґрунту. Харків. Око, 2001. 444 с.
5. Клендій М. Б., Пилипака С. Ф. Аналітична модель установки ґрунтообробних сферичних дисків для визначення геометричних та технологічних характеристик. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. 2016. Вип. 241. С. 140-150.
6. Гриненко О., Лебедєв С. Дослідження коливань дискових ґрунтообробних знарядь. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: зб. наук. праць УкрНДІПВТ імені Леоніда Погорілого. 2011. Вип. 15 (29). С. 50-53.
7. Кириченко А. К. Оценка качества обработки почвы сферическими дисками с индивидуальной подвеской. Механизация работ в производстве зерна и селекционном процессе: сб. научных трудов. 1985. С. 18.
8. Гапоненко О. І. Програмування рівномірності обробітку дисковими робочими органами на пружних стійках. Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: технічні науки. 2012. Вип. 11. С. 135-141.
9. Клендій М. Б., Пилипака С. Ф. Рух частинки по поверхні сферичного ґрунтообробного диска. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. 2017. Вип. 258. С. 283-296.
10. Кравчук В. І., Грицишин М. І., Коваль С. М. Сучасні тенденції розвитку конструкцій сільськогосподарської техніки; за ред. Кравчука В.І. Київ: Аграрна наука, 2004. 396 с.
11. Пилипака С. Ф., Клендій М. Б. Робочий орган із відсіку розгорнутої гвинтової поверхні як альтернатива ґрунтообробним дискам. Сучасні проблеми землеробської механіки. Збірник наукових праць XVIII Міжнародної наукової конференції. 16-18 жовтня 2017 року. Кам'янець-Подільський. С. 170-174.
12. Патент на корисну модель. № 133362. Борона з гвинтовими робочими органами Україна. МПК (2019.01) A01B 25/00) № а 201702099 Заявл. 6.03.2017 Опубл. 10.03.2019. Бюл. № 7.
13. Serhii Pylypaka, Mykola Klendii, Oleksandra Klendii. Particle motion on the surface of a concave soil-tilling disk. Acta Polytechnica. 2018. Vol. 28. Issue 3. P. 63-73.
14. Гевко І. Б. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів: дис. ... доктора техн. наук спец. 05.02.02 Машинознавство. Львів. 2013. 464 с.
15. Войтюк Д. Г., Барановський В. М., Булгаков В. М. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку. Київ. Вища освіта. 2005. 464 с.
16. 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.
17. Pylypaka S., Nesvidomin V., Zaharova T., Pavlenko O. The investigation of particle movement on a helical surface. Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2020. P. 671-681.
18. Loveikin V. S., Romesevych Yu. O. Dynamic optimization of a mine winder acceleration mode. Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu. 2017. №4. P. 81-87.
19. 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. 2014. № 12(3). P. 937-948.
20. Pilipaka S. F., Babka V. N., Zaharova T. N. Forma osi gibkoy neszchimaemoy polosi pri ee tolkanii po naklonnoy sherohovatoy ploskosti s postoyannoy skorostyu. Motrol. 2013. Vol. 15. № 4. P. 198-205.
21. 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.
22. Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Haponenko O. I., Ohienko M. M., Kulik V. P. Engineering management of tillage equipment with concave disk spring shanks. INMATEH. Agricultural Engineering. 2020. Bucharest. Vol. 60. No 1. P. 45-52.

References

1. Strelbitsky V. F. (1978). Disc tillage machines. Moscow. Mechanical Engineering. 218.
2. Zimmerman M. Z. (1978). Working bodies of tillage machines. Moscow. Mechanical Engineering. 162.
3. Nartov P. S. (1972). Disc tillage implements. Voronezh. Voronezh State University Publishing House. 158.

4. Zaika P. M. (2001). Theory of silky-consumer cars. T. I (part 1). Machines that are known for the processing of runtu. Kharkiv. Olo. 444.
 5. Klendiy M. B., Pilipaka S. F. (2016). An analytical model of the installation of spherical disks for the visual beginning of geometric and technological characteristics. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 241. 140-150.
 6. Grinenko O., Lebedev S. (2011). Doslidzhennya kolivan disc runtoobrobnyh znaryad. Technical and technological aspects of development and development of new technologies and technologies for the rural government of Ukraine; zb. sciences. prats UkrNDIPVT im. L. Pogorilogo. 15(29). 50-53.
 7. Kirichenko A. K. (1985). Evaluation of the quality of soil cultivation with spherical discs with individual suspension. Mechanization of work in the production of grain and the selection process: collection of articles. scientific papers. 18.
 8. Haponenko O. I. (2012). Programming of equal processing with disk working tools on spring stays. Collection of Science Practitioners of the Vinnytsia National Agrarian University. Series: Technical Sciences. 11. 135-141.
 9. Klendiy M. B., Pilipaka S. F. (2017). Rukh of a particle on the surface of a spherical soil-testing disk. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 258. 283-296.
 10. Kravchuk V. I., Gritsishin M. I., Koval S. M. (2004). Current tendencies in the development of constructions of agricultural technology. Kyiv. Agrarian Science. 396.
 11. Pilipaka S. F., Klendiy M. B. (2017). The working organ will light up the screw surface as an alternative to the rotary discs. Current problems of earthmoving mechanics. Collection of Science Works of the XVIII International Science Conference. October 16-18, Kamyanets-Podilskiy. 170-174.
 12. Patent. No. 133362. Harrow with gunting robots through Ukraine. IPC (2019.01) A01B 25/00 No. a 201702099 App. 03/06/2017 Publ. 10.03.2019. Bul. No. 7.
 13. Sergey Pilipaka, Nikolay Klendiy, Alexandra Klendiy. (2018). Particle movement over the surface of a concave tillage disc. Acta Polytechnica. 28(3). 63-73.
 14. Gevko I. B. (2013). Applied Science Foundations of Marine Transport and Technological Mechanisms: dis. ... Doctors tech. science spec. 02.05.02 Machine learning. Lviv. 464.
 15. Voytyuk D. G., Baranovskiy V. M., Bulgakov V. M. (2005). Agricultural machines. Fundamentals of theories of calculation. Kyiv. Vishcha svita. 464.
 16. 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.
 17. Pylypaka S., Nesvidomin V., Zaharova, T., Pavlenko O. (2020). The investigation of particle movement on a helical surface. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 671-681.
 18. Loveikin V. S., Romesevych Yu. O. (2017). Dynamic optimization of a mine winder acceleration mode. Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu. №4. 81-87.
 19. 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. 2(3). 937-948.
 20. Pilipaka S. F., Babka V. N., Zaharova T. N. (2013). Forma osi gibkoy neszhimayemy polosi pri ee tolkanii po naklonnoy sherohovatoy ploskosti s postoyannoy skorostyu. Motrol. 15(4). 198-205.
 21. 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.
 22. Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Haponenko O. I., Ohienko M. M., Kulik V. P. (2020). Engineering management of tillage equipment with concave disk spring shanks. INMATEH. Agricultural Engineering. 60(1). 45-52.
- ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РАЗРАБОТАННЫХ ВАРИАНТОВ БОРОНЫ С ВИНТОВЫМИ РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЗАРАБАТЫВАНИЯ РАСТИТЕЛЬНЫХ ОСТАТКОВ**
М. Б. Клендй, М. І. Клендй, Р. В. Шатров
- Аннотация.** Целью исследования является установление влияния конструктивных и технологических параметров разработанных вариантов бороны с винтовыми рабочими органами на эффективность заарбатывания растительных остатков.
- Объектом исследования является технологический процесс обработки бороней с винтовыми рабочими органами. Предметом исследования являются закономерности протекания процесса заарбатывания растительных остатков в зависимости от изменения угла атаки рабочего органа, величины шага винтового рабочего органа и глубины обработки почв.
- На основе проведенного комплекса экспериментальных исследований выведено регрессионные зависимости для определения процента площади поверхности поля с полным заарбатыванием растительных остатков бороней с винтовыми рабочими органами. Построенные поверхности отклика зависимости процента площади поверхности поля с полным заарбатыванием растительных остатков ξ при возделывании почв бороней с винтовыми рабочими органами.
- Установлено, что доминирующее влияние на величину процента площади поверхности поля с полным заарбатыванием растительных остатков ξ , имеет глубина обработки почв h , дальше угол атаки β батареи винтовых рабочих органов и меньше влияет величина шага винтового рабочего органа T .
- Ключевые слова:** борона с винтовыми рабочими органами, угол атаки, шаг винтового рабочего органа, глубина обработки почв, заарбатывание растительных остатков.

RESEARCH OF INFLUENCE OF CONSTRUCTIVE
AND TECHNOLOGICAL PARAMETERS
OF DEVELOPED VARIANTS OF SCREWS
WITH SCREW WORKING BODIES RABBIT

M. B. Klendii, M. I. Klendii, R. V. Shatrov

Abstract. The purpose of the study is to establish the influence of design and technological parameters of the developed variants of the harrow with screw working bodies on the efficiency of earning plant residues.

The object of research is the technological process of tillage with a harrow with screw working bodies. The subject of the study is the patterns of the process of earning crop residues depending on the change in the angle of attack of the working body, the step size of the screw working body and the depth of tillage

On the basis of the complex of experimental researches the regression dependences for definition of percent of the area of a surface of a field with full earning of the vegetative rests by a harrow with screw working bodies are deduced. The response surfaces of the percentage of the surface area of the field with the full earning of crop residues ξ during tillage with a harrow with screw working bodies are constructed.

It is established that the dominant influence on the percentage of the field surface area with full earnings of crop residues ξ has the depth of tillage h , then the angle of attack β of the battery of screw working bodies and the least affected step size of the screw working body T .

Key words: harrow with screw working bodies, angle of attack, step of screw working body, depth of tillage, earning of plant remains.

М. Б. Клендій ORCID 0000-0001-8271-5381.

М. І. Клендій ORCID 0000-0003-0762-7992.

Р. В. Шатров ORCID 0000-0002-3596-0146.

УДК 656.076: 332.024:502.175

APPROACHES TO OPTIMIZATION OF FUNCTIONING OF CITIES BY ENVIRONMENTAL CRITERIA

O. M. Zagurskiy, A. M. Ohienko

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 – August 2020, Accepted – October 2020.

Bibl. 18, fig. 7, tabl. 1.

Abstract. The question of efficiency of transport systems is one of the actual questions of present time. Performing the duty from moving loads and providing the various blessing for an economy and population, transport become a source of the strongest contamination of environment simultaneously. Accordingly, to the basic task of "green" logistic, which consists in balancing of ecological and economic problems, in determination of optimal decisions at that at unchanging (or near to them) charges it is sorry inflicted by transport it will be an environment.

The studies about a factor is undertaken in the article, that influence on efficiency of transport systems of cities, especially from the point of view of ecological constituent, and mathematical model have built, that allows to put and decide the task of forming and optimizations of functioning of transport systems of cities. Realizable practical development of complex algorithms that give an opportunity to expect the parameters of transport- ecological processes, that is optimized with the aim of reduction of ecological contamination of city.

Influence of a transport factor on the environment of city is considered on the example of city Mykolaiv, that has the wide, powerful system of transport, permanent freight and passenger streams and middle level of ecological contamination. For the complex decision of transport- ecological problems cities are applied approach is built on a pine methods of the dynamic programming and imitation design. His application does possible to put a task to optimization of functions of traffic control on the backbone network of transport highways with the different degree of working out on detail of municipal.

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

Introduction

The issue of transport system efficiency is one of the most pressing issues of today. While performing its function of moving goods and providing various benefits for the economy and the population, transport on the same time is one of the sources of the most serious environmental pollution. It is the main acoustic disturbance and pollutant of the atmosphere and

hydrosphere. According to estimates by foreign experts, transport accounts for more than 24% of the total carbon dioxide emissions on the planet [16], 27% of greenhouse gas emissions [11]. Transportation is also a major source of NO_x, SO_x, and particulate matter or fine dust [15].

Formulation of problem

The motor transport is a leader among other modes of transport. It is a major air pollutant associated with: large quantities of exhaust gas, solid emissions, excessive noise, vibration waves, dust generated by wear and tear, etc. In this regard, the introduction of "green" technologies at any stage of transport and logistics activities will make a significant contribution to maintaining the climate on the planet, suitable for human life.

Analysis of recent research results

The analysis of scientific literature showed that in general understanding of the essence of "green" logistics formed, defined principles and system of indicators of environmental effect of logistics activities, which testifies to the formation and development of the concept of "green" logistics. 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 [10], in green logistics, companies pay more attention to external externalities related to climate change, air, water and soil pollution. in order to strike a sustainable balance between the economy, the environment and society.

In recent years, problems of "green logistics" have been given sufficient attention by both foreign and domestic scientists [5; 12; 14] and many others.

For the purposes of our study, we identify those that are directly related to research on the environmental impact of transportation for residents and ways of overcoming it. Among these studies, the work of M. Averkina [1], A. Hnatov, Shch Argun, and O Ulyanets [2; 3], O. Stepanchuk and A. Belyatinsky

[8], S. Bellekom [9], W. Xiaogang, H. Chen and Ch Jingfu [13].

Purpose of research

The purpose of the study is to learn the factors that affect the efficiency of urban transport systems, especially from the point of view of the environmental component, and to build a mathematical model that allows to set and solve the problems of forming and optimizing the functioning of urban transport systems. Practical development of a set of algorithms that allow to calculate the parameters of transport-ecological processes optimized to reduce the environmental pollution of the city.

Results of research

The influence of the transport factor on the environment of the city is examined by the example of the city of Mykolaiv, which has a wide, powerful transport system, which has included into its system all types of transport.

Mykolaiv region is an important center of national and international transport complexes. The length of solid roads is more than 4.8 thousand km.

Considering the indicator of freight traffic of road transport in Nikolaev and the region. (Fig. 1) we note that from 2010 to 2018, no significant changes occurred, with each year the turnover slowly increased.

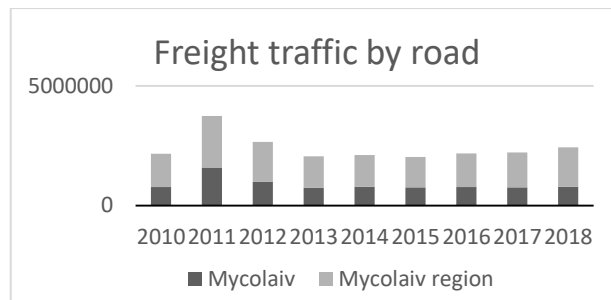


Fig. 1. Freight traffic by road, thousand tons.

Source: data from the main statistics department data in the Mykolaiv region URL:<http://www.mk.ukrstat.gov.ua>.

With the exception of 2011, when the turnover in the city was 1580694 thousand tons, and in the Mykolayiv region it was equal to 2156045 thousand tons, which is 70-80% above the average.

Analysis of the volume of goods transported by road in the city of Mykolaiv and Mykolaiv region (Table 1) shows that no significant changes have taken place either. Comparing the volume of transportation in 2018 with 2010, one can find an increase in Mykolayiv by 16.9 thousand tons, and a fall in the volume of transportation in the region by 522.2 thousand tons.

Inhabitants of Mykolaiv always took care of the ecological state of the city. The actual distribution of the use of modes of transport in Mykolayiv shows that public and individual transport accounts for 60.9% of the total (Fig. 2)

Table 1. The volume of goods transported by road, thousand tons.

Region	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018
Mykolaiv region	21866	21835	20540	19469	19404	19485	22971	20498	21344
Mykolaiv	7222	8374	6756	6715	6611	7433	7598	6797	7239

Source: data from the main statistics department data in the Mykolaiv region URL:<http://www.mk.ukrstat.gov.ua>.

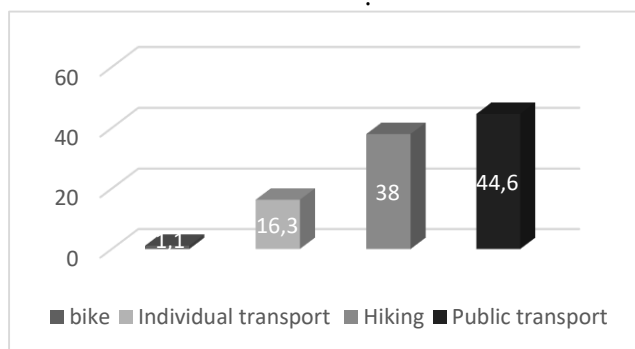


Fig. 2. Current distribution of use of modes of transport in Mykolaiv.

Source: Compiled by the authors.

It should be noted that the Nikolaev area is not included in the list of regions with high pollution of atmosphere in the absence of the enterprises of the chemical and coal industry. Indicators of the level of technogenic load on the environment of the Mykolaiv

region are lower than the average in Ukraine. According to the Ecology Department in Mykolaiv region, in 2018, 13,098 thousand tons of atmospheric air from stationary sources of pollution were received, which is 7.6% (1080 tons) less pollutants than in 2017. This is due to the reduction of emissions during the transportation of methane to the Mykolayiv LWUMG of PJSC "UKRTRANSGAZ" and PJSC "Mykolayivgaz" [6]. The largest share in the structure of hazardous emissions is made by the processing industry 41.4%. Emissions from transport, warehousing, postal and courier activities account for a large proportion, namely 17.7%. Emissions from agriculture, forestry and fisheries account for the smallest share in the cost structure, accounting for 6%. (Fig. 3).

In view of the above, we can say that the amount of emissions into the atmosphere from the operation of transport is quite high and significant in the overall structure. Therefore, control bodies and administrations of the region need to take measures to reduce these

indicators, which will further improve the environmental status of the city and the region as a whole.

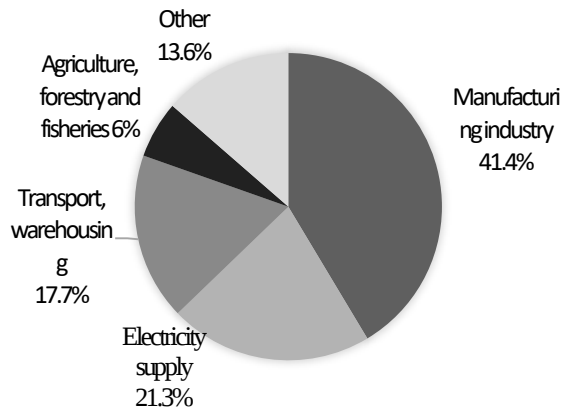


Fig. 3. Emissions of pollutants into the atmosphere by type of economic activity.

Source: data from the main statistics department data in the Mykolaiv region URL:<http://www.mk.ukrstat.gov.ua>.

The main problem for residents of the city of Nikolaev is the problem of transit traffic. Trucks moving grain crops and industrial loads from Kherson, Odessa, Kiev, Dnipro, Kropyvnytskyi, Mariupol, Zaporizhzhya should pass through the historical center of the city of Nikolaev. Due to the fact that in the south of Ukraine the cities were built densely enough, there are no free corridors in the residential and industrial zones of Mykolayiv for the construction of new motorways. The city has a partial detour that combines roads to Kiev, Kropyvnytskyi, Kryvyi Rih and Kherson, bypassing the road to Odessa sideways (Fig. 4).

Analyzing the scheme of freight transport in Mykolaiv, we can say that the Varvarovsky and Ingulsky bridges, which are bridges of international destination, the historical center of the city is quite loaded, especially a large amount of congestion in the season of grain exports, which leads to a large number of harmful emissions into the atmosphere, melting the road surface from overloaded vehicles.



Fig. 4. Scheme of movement of freight transport in Mykolaiv.

Source: project concept: integrated development of Mykolayiv.

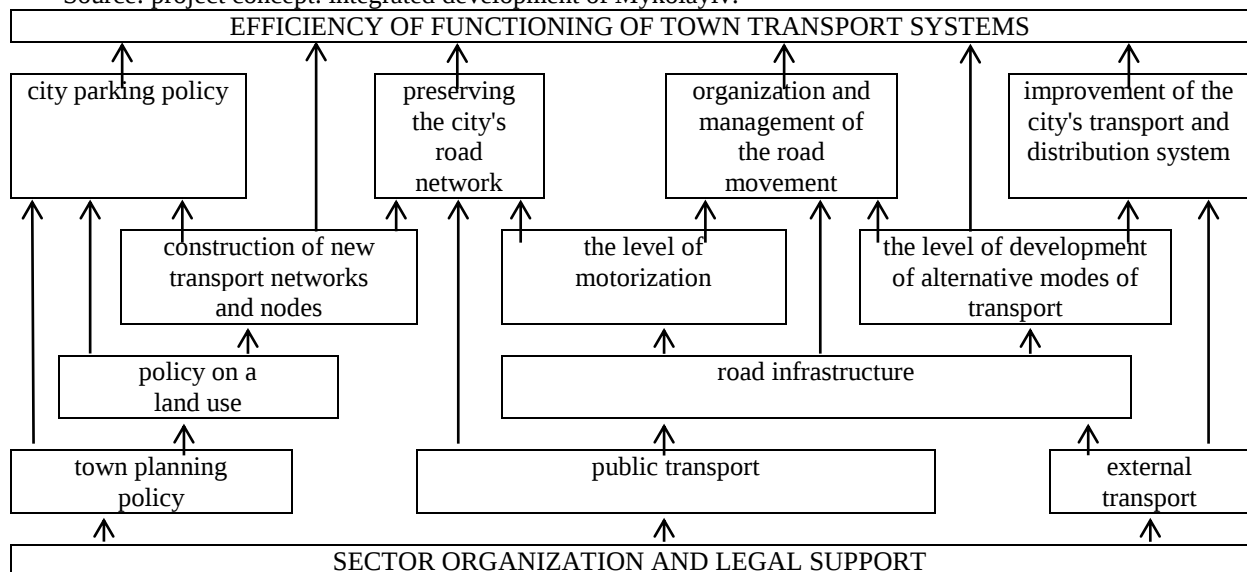


Fig. 5. Factors affecting the performance of SCIs.

Source: Compiled by the authors.

The complex structure of the relationship between these factors suggests that TGC problems are complex in nature and require a systematic approach to solving them.

However, we note that in addition to the systematic and consistent resolution of these issues, it requires significant financial costs for transport companies and city budgets, which are not always ready to compensate consumers. Therefore, in our opinion, one of the main areas of green logistics is to balance environmental and business (economic) problems. According to L. Gurets, "the basis for solving problems is to develop a logistic concept of freight forwarding services, which is based on routing" [4]. It is to determine the optimal (not worse) solutions for which, at constant (or close to them) costs, environmental damage to the environment will be reduced. Such solutions are called environmental. These include:

- reduction of the total mileage of transport during cargo transportation;
- cargo consolidation, especially for small-shipment cargo ("Less-Than-Truckload" (LTL));

- car sharing;
- routing associated with the calculation of the time of transportation in order to avoid traffic jams and congestion;
- use of environmentally friendly vehicles;
- the inclusion in the transport system of cities of intermediate points of transshipment, in which the movement of goods from large trucks to environmentally friendly city trucks with lower carrying capacity will be carried out.

Taking into account the presence in Mykolayiv of a powerful transport system with passing highways of regional importance, relatively stable freight and passenger flows and the average level of environmental pollution, it is proposed to apply the approach based on pine methods of dynamic and dynamic programming.

Figure 6 shows the scheme of the transport network in Mykolayiv according to which the graph was constructed.

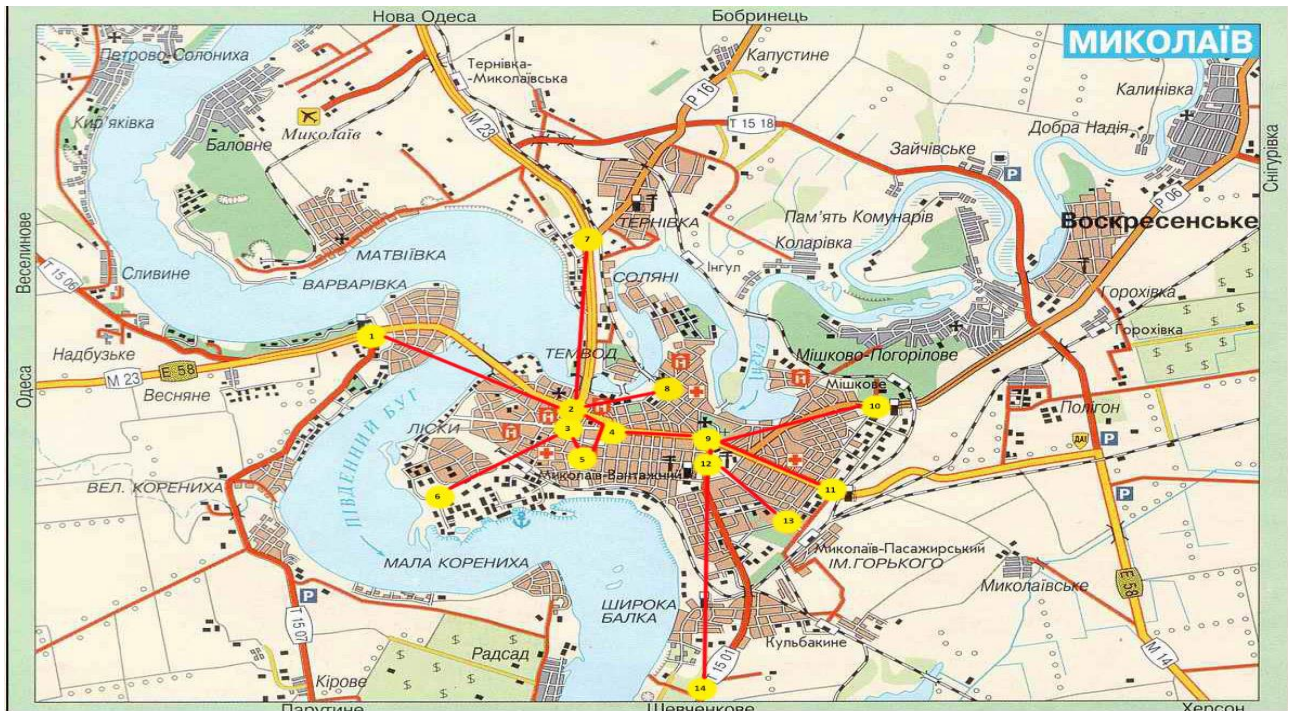


Fig. 6. Scheme of the transport network in Mykolayiv.

In the graph (Fig. 7), the vertices (indicated by circles) represent objects (neighborhoods of the city) having an internal structure. The parameters of these objects determine the level of car traffic between them and, accordingly, the traffic load on the highways. Each such object has its own system of inputs and outputs, and the total inbound traffic is not equal to the output. The second type of vertices, indicated by squares, specifies the control and traffic routing function.

The total traffic on all inputs and outputs of such vertices, for a certain period of time - T (management period), should be zero. Each such vertex is given by a

control function, which, ideally, is periodic in time, but in the general case, the control period can be a discrete function of time. The topology is given by the system connection matrix.

$$K = \sum_{i=1}^n m_i + M \quad (1)$$

where: n – number of cluster vertices;

m_i – degree of vertex;

M – number of routing nodes

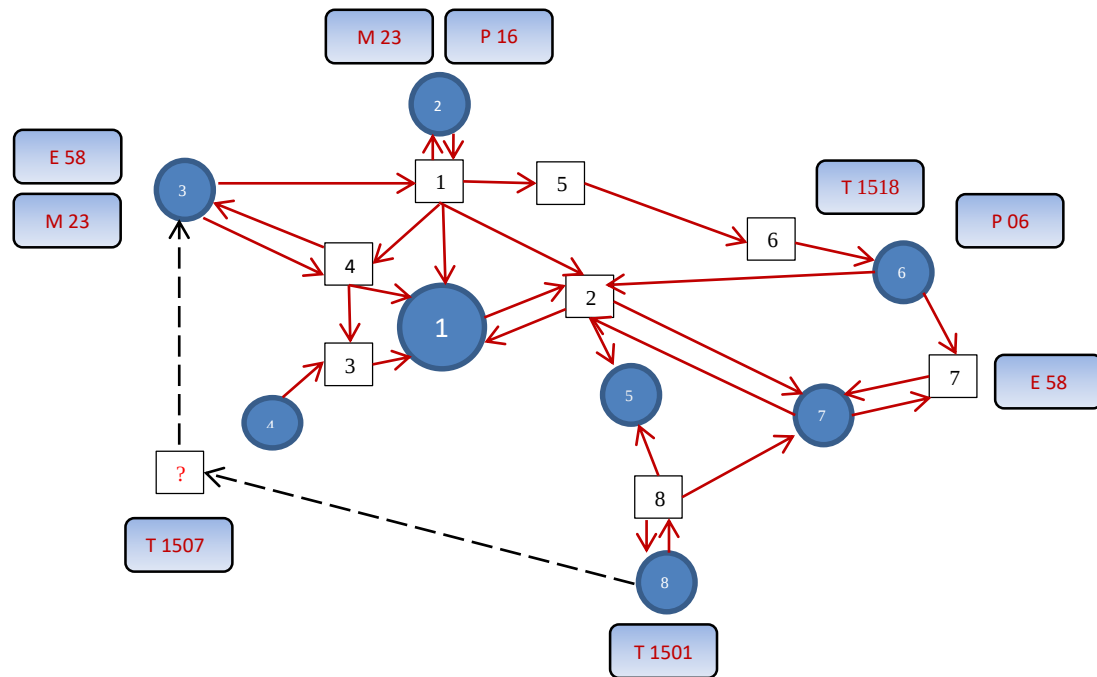


Fig. 7. The graph of the transport network in Mykolaiv.
Source: Compiled by the authors.

In the model considered, the edges of the graph are sections (races) of roads (streets) of urban, district or regional significance, which do not contain intersections, traffic lights and entrances and exits. It is assumed that the movement on these sections is limited only by the properties of the vertices that connect these edges and the parameters of the line. We will assume that the weight parameters of the edges do not change at this interval. Further, a vector is a set of independent line parameters between vertices (i, j). Under the system of independent parameters we mean a set of such characteristics of an edge that cannot be expressed through others. Thus, with respect to the graph (Fig. 6), the components of the vector will be a set of matrices whose dimension is determined by the dimension of the connectedness matrix. Then to describe the transport-distributed system of the city this vector can be represented in the following form:

$$R_{ij} = R(L_{ij}, P_{ij}, V_{ij}) \quad (2)$$

where: L_{ij} – matrix of lengths of sections (races) between vertices (i, j);

P_{ij} – matrix characterizing the capacity of the line from top i to top j;

V_{ij} – speed limit matrix on a given section of road /

These parameters are basic for this model in the sense that they can be considered constant over a considerable period of time. They can be used to calculate boundary characteristics for constraint matrix construction. For example, the minimum time interval of the vehicle on the line (i, j) can be calculated by the formula:

$$t_{ij} = L_{ij} / V_{ij} \quad (3)$$

If we further introduce the parameters of filling the road with vehicles we will be able to calculate the

maximum number of vehicles that can be on the road at a time. For this, suppose that $l_k, k = 1, \dots, r$ a set of dimensions of vehicles that carry out traffic in a settlement. And r_{ij}^k – the probability that a vehicle is moving in the direction (i, j), has dimensions l_k . Then the average length of the vehicle, taking into account the interval of movement Δ , in the direction (i, j) can be calculated by the formula:

$$\bar{l}_{ij} = \frac{1}{r} \sum_{k=1}^r r_{ij}^k l_k + \Delta \quad (4)$$

Accordingly, the maximum number of vehicles that can be on the highway (i, j) simultaneously

$$g_{ij} = L_{ij} P_{ij} / \bar{l}_{ij} \quad (5)$$

Similarly, you can enter many of the necessary parameters required to solve a specific problem.

Conclusions

1. Therefore, the analysis of the transport systems in Mykolaiv showed that it has a wide, powerful transport system, steady cargo and passenger flows and medium level of environmental pollution. According to these criteria, an approach is formulated in the paper that allows to set and solve the problems of forming and optimizing the functioning of urban transport systems. The presented set of algorithms allows to calculate the parameters of transport-ecological processes that are optimized. Based on the presented approach, it is possible to set the task of optimizing the traffic management functions on the basic network of transport highways with different degree of detail of municipal objects. This problem can be solved by dynamic

programming and simulation methods.

2. Analysis of the road transport infrastructure and the strategic plan for the development of the city of Mykolaiv makes it possible to summarize the main measures that will contribute to the reduction of atmospheric emissions and improve the ecological condition of the city, namely: construction of a bridge over the Southern Bug River, in order to reduce the level of freight traffic through the historic city center ; improving the intersection of transport at the intersection of Zhovtnevy and railway stations, in the market area and the Ship district of Nikolaev on the Kherson highway by construction of bridges; laying a durable and high quality coating on the Ingulsky Bridge, through which the highway of international importance passes; construction of bypass roads and system of intermediate crossing points; development of alternative modes of transport including cycling.

References

1. *Averkyna M. F.* (2015). Features of formation of "green" logistic systems of the cities of Ukraine. *Aktual'ni problemy ekonomiky*. Vol. 1, 215-219.
2. *Arhun Sch. V., Hnatov A. V., Ul'ianets O. A.* (2016). Ecological and energy efficient road transport and its infrastructure. *Visnyk Zhytomyrs'koho derzhavnoho tekhnolohichnoho universytetu*. Seriya: Tekhnichni nauky. Vol. 2, 18-27.
3. *Gnatov A. V., Argun Shch. V., Ul'yanets O. A.* (2016). Energoberegayushchie tekhnologii na transporte. *Naukovi notatki*. Vol. 55. 80-86.
4. *Hurch L. M.* (2016). Transportation routing using the latest technologies. *Visnyk Natsional'noho universytetu "L'vivs'ka politekhnika"*. Lohistyka. Vol. 846. 48-53.
5. *Hurch L. M., Khmara L. Ye.* (2014). Development of "green logistics in Ukraine. *Visnyk Natsional'noho universytetu "L'vivs'ka politekhnika"*. Lohistyka. Vol. 811. 86-91.
6. *Derzhavna sluzhba statystyky u Mykolaivs'kij oblasti*. URL: <http://www.mk.ukrstat.gov.ua>.
7. *Ofitsijnyj sajт Ministerstva infrastruktury Ukrainy*. URL: <http://www.mtu.gov.ua>.
8. *Stepanchuk O. V., Bieliatyns'kyj A. O.* (2011). Negative impact of road transport emissions on the streets and roads of settlements. *Problemy rozvytku mis'koho seredovyscha*. Vol. 5-6. 224-229.
9. *Bellekom S.* (2012). Electric cars and wind energy: Two problems, one solution? A study to combine wind energy and electric cars in 2020 in The Netherlands. *Energy*. Vol. 45. № 1. 859-866.
10. *Gleissner H., Femerling J. C.* (2014). *Logistics: Basics – Exercises – Case Studies*. Cham, Heidelberg, New York, Dordrecht, London: Springer. 311.
11. *Greenhouse gas emissions from transport in Europe*. (2019). European Environment Agency, Denmark 2019. 27.
12. *Gromov V.* (2014). Green Logistics in Russia (review article). *Russian Journal of Logistics and Transport Management*, Vol. 1. No 2. 36-44.
13. *Xiaogang W., Chen H., Jingfu Ch.* (2014). Energy Flow Chart-Based Energy Efficiency Analysis of a Range-Extended Electric Bus. *Mathematical Problems in Engineering*, Vol. 2014. 12.
14. *Palanivelu P., Dhawan M.* (2010). Green Logistics // TCS. URL: http://www.tcs.com/SiteCollec-ionDocuments/White%20Papers/CPG_WhitePaper_Green_Logistics_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. *Statistics. Data.* (2018). CO₂ Emissions from Fuel Combustion 2018. Highlights. International energy agency. OECD/IEA. 515.

Список літератури

1. *Аверкина М. Ф.* Особливості формування "зелених" логістичних систем міст України. Актуальні проблеми економіки. 2015. № 1. С. 215-219.
2. *Аргун Ш. В., Гнатов А. В., Ульянец О. А.* Екологічний та енергетичний автомобільний транспорт та його інфраструктура. Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія: технічні науки. 2016. № 2. С. 18-27.
3. *Гнатов А. В., Аргун Ш. В., Ульянец О. А.* Енергозберігаючі технології на транспорті. Луцьк: Наукові нотатки, 2016. С. 80-86.
4. *Гурч Л. М.* Маршрутизація перевезень з використанням новітніх технологій. Вісник Національного університету "Львівська політехніка". Логістика. 2016. № 846. С. 48-53.
5. *Гурч Л. М., Хмара Л. Є.* Розвиток "зеленої логістики" в Україні. Вісник Національного університету "Львівська політехніка". Логістика. 2014. № 811. С. 86-91.
6. *Державна служба статистики у Миколаївській області*. URL: <http://www.mk.ukrstat.gov.ua>.
7. *Офіційний сайт Міністерства інфраструктури України*. URL: <http://www.mtu.gov.ua>.
8. *Степанчук О. В., Белятинський А. О.* Негативний вплив викидів автомобільного транспорту на вулиці та дороги населених пунктів. Проблеми розвитку міського середовища. Вип. 5-6. 2011. С. 224-229.
9. *Bellekom S.* Electric cars and wind energy: Two problems, one solution? A study to combine wind energy and electric cars in 2020 in The Netherlands. *Energy*. 2012. Т. 45. № 1. Р. 859-866.
10. *Gleissner H., Femerling J. C.* *Logistics: Basics – Exercises – Case Studies*. Cham, Heidelberg, New York, Dordrecht, London: Springer. 2014. 311 p.
11. *Greenhouse gas emissions from transport in Europe*. European Environment Agency, Denmark 2019. 27 p.
12. *Gromov V.* Green Logistics in Russia (review article). *Russian Journal of Logistics and Transport Management*. 2014. Vol. 1. No. 2. P. 36-44.

13. Xiaogang W., Chen H., Jingfu Ch. Energy Flow Chart-Based Energy Efficiency Analysis of a Range-Extended Electric Bus Mathematical Problems in Engineering. 2014 [Електронний ресурс]. Режим доступу : <http://dx.doi.org/10.1155/2014/972139>.

14. Palanivelu P., Dhawan M. Green Logistics. TCS. URL: http://www.tcs.com/SiteCollection Documents/White%20Papers/CPG_WhitePaper_Green_Logistics_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. Statistics. Data. CO₂ Emissions from Fuel Combustion 2018. Highlights. International energy agency. OECD/IEA, 2018. 515 p.

ПІДХОДИ ДО ОПТИМІЗАЦІЇ ФУНКЦІОНУВАННЯ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ МІСТ ЗА ЕКОЛОГІЧНИМИ КРИТЕРІЯМИ

О. М. Загурський, А. М. Огієнко

Анотація. Питання ефективності транспортних систем є одним із найактуальніших питань сьогодення. Виконуючи свою функцію з переміщення вантажів та забезпечуючи різноманітні блага для економіки і населення, транспорт одночасно стає одним із джерел найсильнішого забруднювання навколишнього середовища. Відповідно основне завдання «зеленої» логістики полягає у збалансуванні екологічних і економічних проблем, у визначенні оптимальних рішень, за яких при незмінних (або близьких до них) витратах, шкода нанесена транспортом навколишньому середовищу буде зменшуватися.

В статті проведено дослідження факторів, які впливають на ефективність транспортних систем міст, особливо з точки зору екологічної складової, та побудовано математичну модель, що дозволяє ставити і вирішувати завдання формування та оптимізації функціонування транспортних систем міст. Здійснена практична розробка комплексу алгоритмів, що дають можливість розраховувати параметри транспортно-екологічних процесів, які оптимізуються з метою зменшення екологічного забруднення міста.

Вплив транспортного фактору на навколишнє середовище міста розглянуто на прикладі міста Миколаїв, що має потужну систему транспорту, сталі вантажні та пасажирські потоки й середній рівень екологічного забруднення. Для комплексного вирішення транспортно-екологічних проблем міста застосовано підхід побудований на основі методів динамічного програмування та імітаційного моделювання. Його застосування робить можливим ставити завдання оптимізації функцій управління рухом на базовій мережі транспортних магістралей з різним ступенем деталізації муніципальних об'єктів.

Ключові слова: економічність, екологічність, маршрутизація, оптимізація, шкідливі викиди.

ПОДХОДЫ К ОПТИМИЗАЦИИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ ГОРОДОВ ПО ЭКОЛОГИЧЕСКИМ КРИТЕРИЯМ

О. Н. Загурский, А. Н. Огиенко

Аннотация. Вопрос эффективности транспортных систем является одним из самых актуальных вопросов современности. Выполняя свою функцию по перемещению грузов и обеспечивая различные блага для экономики и населения, транспорт одновременно становится одним из источников сильного загрязнения окружающей среды. Соответственно основная задача «зеленой» логистики заключается в сбалансировании экологических и экономических проблем, в определении оптимальных решений, в которых при неизменных (или близких к ним) расходах, нанесенный транспортом вред окружающей среде будет уменьшаться.

В статье проведено исследование факторов влияющих на эффективность транспортных систем городов, особенно с точки зрения экологической составляющей, и построено математическую модель, позволяющая ставить и решать задачи формирования и оптимизации функционирования транспортных систем городов. Осуществлена практическая разработка комплекса алгоритмов позволяющих рассчитывать параметры транспортно-экологических процессов, которые оптимизируются с целью уменьшения экологического загрязнения города.

Влияние транспортного фактора на окружающую среду города рассмотрено на примере города Николаев, имеющего мощную систему транспорта, устойчивые грузовые и пассажирские потоки и средний уровень экологического загрязнения. Для комплексного решения транспортно-экологических проблем города применен подход построенный на основе методов динамического программирования и имитационного моделирования. Его применение делает возможным ставить задачи оптимизации функций управления движением на базовой сети транспортных магистралей с различной степенью детализации муниципальных объектов.

Ключевые слова: экономичность, экологичность, маршрутизация, оптимизация, вредные выбросы.

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

А. М. Огієнко ORCID 0000-0001-6491-6673.

УДК 621.867.42

ДОСЛІДЖЕННЯ ШАРНІРНОГО З'ЄДНАННЯ ГВИНТОВОГО СЕКЦІЙНОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ

І. І. Чвартацький¹, А. В. Грабар¹, Р. В. Шатров²

¹Відокремлений підрозділ національного університету біоресурсів і природокористування України «Бережанський агротехнічний інститут», Україна.

²Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: igorchvartatskiy@gmail.com, grabar_andriy@ukr.net, rvshatrov@outlook.com.

Історія статті: отримано – липень 2020, акцептовано – жовтень 2020.

Бібл. 20, рис. 7, табл. 0.

Анотація. Метою досліджень є визначення оптимальних конструктивних параметрів шарнірного з'єднання секційного гвинтового робочого органу, а також визначити вплив цих параметрів на експлуатаційні характеристики даного механізму

Об'єктом дослідження є процеси транспортування сипких матеріалів криволінійними трасами гнучкими шарнірно-секційними гвинтовими конвеєрами. Предметом дослідження є шарнірно-секційні гвинтові робочі органи та їх параметри.

В роботі запропоновано методику розрахунку шарнірного з'єднання гвинтового секційного робочого органу. Проведені розрахунки і аналіз зміни коефіцієнта корисної дії шарнірного механізму в залежності від його основних конструктивних параметрів, таких, як співвідношення радіусів кульки і циліндричної втулки в точці дотику, кута відхилення осей шарніра, кута конічної поверхні лунки. На основі теоретичних досліджень побудовано графічні залежності.

Результати. Встановлено оптимальні конструктивні параметри даної конструкції, та визначено вплив цих параметрів на експлуатаційні характеристики.

Ключові слова: шарнірне з'єднання, секційний робочий орган, гвинтова спіраль.

Постановка проблеми

Гвинтові конвеєри є одним із основних засобів для транспортування різного роду сипких матеріалів. Використання секційних гнучких гвинтових конвеєрів при відносно невеликих габаритних розмірах дозволяє транспортувати сипкі вантажі з високою продуктивністю та низьким ступенем пошкодження матеріалу. До недоліків цих конвеєрів слід віднести складність конструкції та значну металомісткість порівняно з суцільними аналогами. Тому можливість спрощення конструкції, зменшення металомісткості і, як наслідок, зменшення енерговитрат і ступеня пошкодження матеріалу при незмінній продуктивності

та експлуатаційних характеристиках є особливо актуальними напрямками для подальших досліджень.

Аналіз останніх досліджень

На даний час ведуться активні пошуки можливості вдосконалення секційних гвинтових робочих органів з метою підвищення їх експлуатаційних показників [1, 2, 3, 4], оскільки безвальні гвинтові робочі органи, незважаючи на простоту конструкції, не забезпечують відповідної продуктивності або мають низький ресурс роботи. Основні напрямки вдосконалення конструкцій робочих органів, проведення теоретичних і експериментальних досліджень пов'язані із зменшенням енерговитрат на процес транспортування, спрощення конструкцій та зменшення їх матеріаломісткості, а також підвищення експлуатаційних показників [3, 4, 5].

Мета досліджень

Метою досліджень є визначення оптимальних конструктивних параметрів шарнірного з'єднання секційного гвинтового робочого органу, а також визначити вплив цих параметрів на експлуатаційні характеристики даного механізму.

Результати досліджень

З метою забезпечення правильного функціонування шарнірного вузла необхідно провести дослідження його конструктивних параметрів, що забезпечують взаємне обертання, необхідне кутове зміщення осей та відсутність заклинювання.

Під час обертання центр кульки описує еліптичну лінію в проекції на площину, перпендикулярну осі труби. Велика піввісь еліпса становить $a = R$, а мала – відповідно $b = R \cos \alpha$.

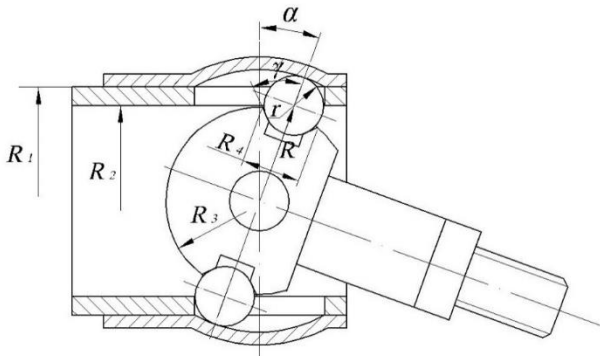


Рис. 1. Розрахункова схема конструкції шарнірного з'єднання гвинтового робочого органу.

Fig. 1. Estimated design of the hinged joint of the screw working body.

Отже, внутрішній та зовнішній радіуси трубчастої частини повинні бути у відповідних межах з врахуванням необхідного гарантованого перекриття Δ

$$R_1 = R + \Delta \quad (1)$$

$$R_2 = R \cos \alpha - \Delta \quad (2)$$

Відповідно, радіус вилки, яка тримає кульки в лунках, повинен бути менший за внутрішній радіус труби на певну гарантовану прогалину h

$$R_3 = R_2 - h = R \cos \alpha - \Delta - h \quad (3)$$

Для обчислення кута твірної конічної поверхні лунки γ використаємо умову контакту кульки з конічною поверхнею нижче кромки на глибині s . Відомим є радіус центра кульки R та радіус кульки r (рис. 2). Із геометричних співвідношень витікає рівність

$$R - R_3 = r \sin \gamma - s \quad (4)$$

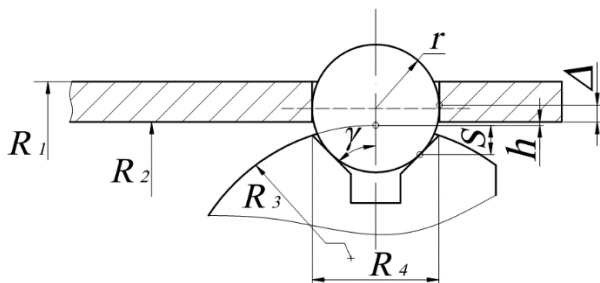


Рис. 2. Розрахункова схема для визначення кута твірної конічної поверхні лунки.

Fig. 2. Calculation scheme for determining the angle of the conical surface of the hole.

Звідки визначаємо мінімально необхідний кут

$$\sin \gamma = (R(1 - \cos \alpha) + \Delta + h + s)/r \quad (5)$$

При меншому значенні кута γ не буде забезпечений правильний контакт кульки із поверхнею паза трубчастої частини шарніра. Більше значення кута γ є можливим, проте це значно збільшуватиме навантаження на кульку та лунку за рахунок суттєвої радіальної складової реакції в конічній лунці. Проте, з конструктивних та технологічних міркувань наявності певного різального інструменту, кут γ може бути несуттєво збільшений.

При обраному куті твірної конічної поверхні лунки γ і заданій глибині посадки кульки s , визначимо

діаметр отвору лунки d на поверхні вилки для технологічного контролю виготовлення

$$d = 2(r \cos \gamma + s \tan \gamma) \quad (6)$$

Для визначення силових параметрів розглянемо зусилля, що діють на кульку при передачі обертового моменту (рис. 3). Сила F_1 – це реакція на кульку з боку конічної поверхні лунки – направлена перпендикулярно до поверхні в напрямку центра кульки. Сила F_2 – спричиняє тиск на трубчасту частину шарніра для передачі обертового моменту. І, відповідно, сила F_3 – реакція з боку зовнішнього кожуха на кульку, яка утримує її від виходу із зачеплення. При обертанні шарніра із зміщеними на кут α осями відбувається переміщення кульки по поверхні кожуха та поверхні паза трубчастої частини. Відповідне переміщення відбувається із проковзуванням, що спричиняє наявність сил тертя, які залежать від багатьох факторів. Сила тертя направлена вздовж миттєвого напрямку руху кульки, перпендикулярно до дії вищезазначених сил тиску. Сили тертя, відповідно F_4 , F_5 і F_6 , зображені на рис. 3. Напрямок їх змінюється у процесі обертання шарніру. При надійному змащенні їх величина є достатньо малою, проте, в реальних умовах, транспортування сипкого матеріалу сприяє засмічуванню поверхонь і потребує додаткових захисних елементів.

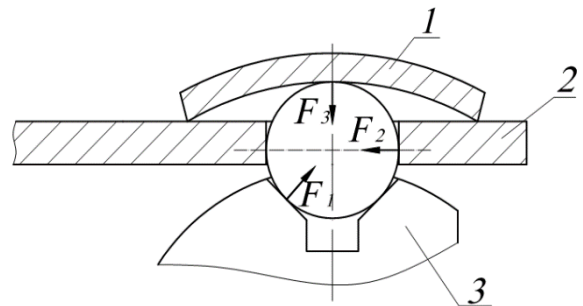


Рис. 3. Розрахункова схема для визначення силових параметрів що діють на кульку при передачі обертового моменту: 1 – стінка сферичної втулки; 2 – циліндрична втулка; 3 – сферичний палець.

Fig. 3. Calculation scheme for determining the force parameters acting on the ball when transmitting torque: 1 - the wall of the spherical sleeve; 2 - cylindrical sleeve; 3 - spherical finger.

Рівняння рівноваги кожної із N кульок при передачі обертового моменту T можна записати у першому наближенні у вигляді системи рівнянь проєкцій сил без врахування сил тертя

$$F_1 \cos \gamma = F_2 \quad (7)$$

$$F_1 \sin \gamma = F_3 \quad (8)$$

$$F_2 = T / (N R \cos \alpha) \quad (9)$$

Звідки

$$F_1 = F_2 / \cos \gamma = T / (N R \cos \alpha \cos \gamma) \quad (10)$$

$$F_3 = F_2 \tan \gamma = T \tan \gamma / (N R \cos \alpha) \quad (11)$$

Для врахування змінних сил тертя при проковзуванні кульки необхідно визначити швидкості та напрямки взаємного переміщення кульки вздовж відповідних поверхонь тертя. Для однозначності вибору поверхні тертя вважатимемо, що кулька в лунці нерухома, а проковзування відбувається по поверхнях

кожуха та трубчастій частини шарніра (в зоні дії сил F_2 та F_3).

Відповідні сили тертя F_{f2} та F_{f3} , при відомих коефіцієнтах тертя по цих поверхнях μ_2 і μ_3 , визначаються залежностями:

$$F_{f2} = \mu_2 F_2 \quad (12)$$

$$F_{f3} = \mu_3 F_3 \quad (13)$$

Внаслідок складної залежності між напрямками дії сил тертя та сил корисної роботи, що забезпечують передачу необхідного обертового моменту T , проведемо оцінку втрат енергії, що відбувається внаслідок тертя та визначимо коефіцієнт корисної дії шарніру в кожен момент часу та в середньому за один оберт привідної осі шарніра.

За рахунок відхилення осей шарніра на кут α кулька при обертанні шарніра виконує коливальний рух і проковзує по поверхнях тертя на кут 2α . Дугове переміщення кульки по обох поверхнях тертя можна описати рівняннями:

$$x_2 = R \sin \alpha \cos \omega t \quad (14)$$

$$x_3 = (R+r) \sin \alpha \cos \omega t \quad (15)$$

Відповідно, швидкість переміщення вздовж дуги кожної кульки становитиме:

$$v_2 = -\omega R \sin \alpha \sin \omega t \quad (16)$$

$$v_3 = -\omega(R+r) \sin \alpha \sin \omega t \quad (17)$$

Потужність сил тертя в кожен момент часу обчислимо як добуток відповідної сили тертя на її швидкість по модулю (сила тертя завжди протидіє рухові і її робота від'ємна)

$$W_2 = |F_{f2} v_2| \quad (18)$$

$$W_3 = |F_{f3} v_3| \quad (19)$$

Сумарна потужність, яку повинен передати шарнір, дорівнює сумі корисної потужності ωT та потужності сил тертя, які мають бути переборені. Коефіцієнт корисної дії шарніру обчислимо за формулою:

$$\eta = \omega T / (\omega T + N(W_2 + W_3)) \quad (20)$$

Звідси випливає, що обертовий момент на ведучому валу T_1 , більший від моменту у навантаженні T :

$$T_1 = T / \eta \quad (21)$$

Після підстановки у формулу значень сил тертя та відповідних швидкостей і інтегрування по часу за весь період, отримаємо кінцеві вирази для коефіцієнта корисної дії та моменту на ведучому валу:

$$\eta = 2\pi / (2\pi + 4[\mu_2 + \mu_3(1 + r/R) \tan \gamma] \tan \alpha) \quad (22)$$

$$T_1 = T(2\pi + 4[\mu_2 + \mu_3(1 + r/R) \tan \gamma] \tan \alpha) / 2\pi \quad (23)$$

Аналіз формули показує, що при $\alpha = 0$ доданок, який відповідає силам тертя, зникає і обертовий момент залишається незмінним (коефіцієнт корисної дії рівний 1).

Обертовий момент на кожній із ділянок визначається навантаженням цієї ділянки транспортованим матеріалом T_s та моментом, який діє від попередньої частини шнекового транспортера. Тому, загальний обертовий момент у кожному шарнірному з'єднанні (з номером i , починаючи з вільного кінця транспортера) можна записати як:

$$T_i = (T_{i-1} + T_{si}) / \eta_i \quad (24)$$

З формули випливає, що момент на валу привідного механізму суттєво зростатиме внаслідок малого ККД при поганих умовах змащування та великих кутах повороту механізму, тому що при

сумуванні коефіцієнти корисної дії практично перемножуються і обертовий момент суттєво зростає.

На основі отриманих теоретичних співвідношень створена програма на мові Паскаль у середовищі Delphi та проведені розрахунки і аналіз зміни коефіцієнта корисної дії шарнірного механізму в залежності від його основних конструктивних параметрів:

- співвідношення радіусів кульки і циліндричної втулки в точці дотику;

- кута відхилення осей шарніра;

- кута конічної поверхні лунки.

Розрахунки проведені для таких числових параметрів шарніра, які вважались незмінними при зміні одного з них:

- співвідношення радіусів - 0,25;

- коефіцієнти тертя - 0,2;

- кут розхилу осей - 20 градусів;

- кут конічної поверхні лунки визначався розрахунково.

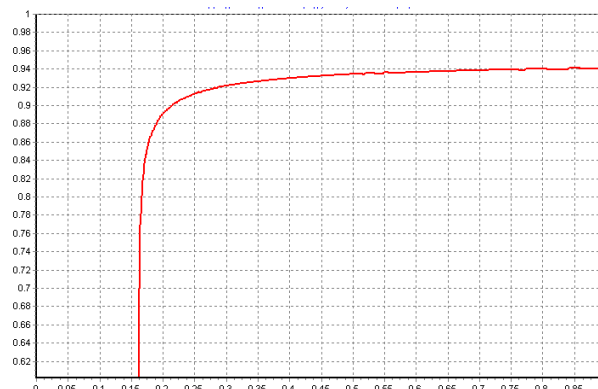


Рис. 4. Залежність ККД від співвідношення радіусів кульки та циліндричної втулки.

Fig. 4. Dependence of efficiency on the ratio of the radii of the ball and the cylindrical sleeve.

Перша із залежностей зображена на рис. 4. Результат обчислень показує, що існує мінімальне відношення радіусів, коли коефіцієнт корисної дії шарніру різко спадає до нуля. Це пояснюється неможливістю існування механізму шарнірної передачі при значному зменшенні радіуса кульки, тобто кулька виходить із зачеплення з циліндричною втулкою, причому розрахунковий кут конічної поверхні лунки також значно зростатиме. Відбувається перерозподіл зусиль у шарнірі за рахунок зміни кута лунки і значно погіршується ККД. У реальних механізмах співвідношення радіусів може становити 0,2...0,4. Тоді ККД лежатиме в межах 0,89...0,93 при сталих значеннях вказаних вище параметрів.

Особливий інтерес становить визначення залежності коефіцієнта корисної дії від кута відхилення осей шарнірного механізму (рис. 5.). Очевидно, що при значенні кута, рівному нулю, ККД стає рівний одиниці, тобто втрати за рахунок конструкції шарніра відсутні - всі елементи шарніра обертаються як єдине ціле без взаємного проковзування. Проте, збільшення кута відхилення осей призводить до взаємного проковзування кульок

відносно поверхонь контакту і, відповідно, до зменшення ККД. Спочатку, при значеннях кута менше 15 градусів, ККД спадає незначно і відносно лінійно. Тобто, в цьому діапазоні кутів робота шарніру є можливою і не спричиняє значних навантажень. Подальше збільшення кута між осями призводить спочатку до значного зменшення ККД, а потім і до неможливості роботи механізму внаслідок заклинювання та роз'єднання елементів шарніра. Критичне значення кута суттєво залежить від інших конструктивних параметрів шарнірного з'єднання. Для визначення робочої зони конкретного шарніра необхідно використовувати конструктивні параметри, при яких значення ККД не менші за 0,9. Наприклад, для збільшення кута розхилу осей доцільно збільшувати радіус кульки при незмінному радіусі циліндричної втулки. Але, в будь-якому разі, збільшувати кут вище 30 градусів недоцільно.

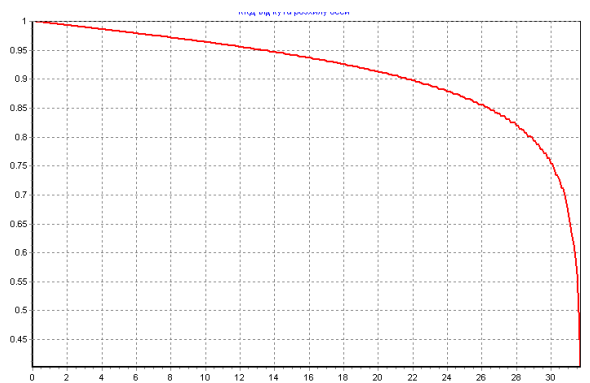


Рис. 5. Залежність ККД від кута відхилення осей шарніру.

Fig. 5. Dependence of efficiency on the angle of deviation of the hinge axes.

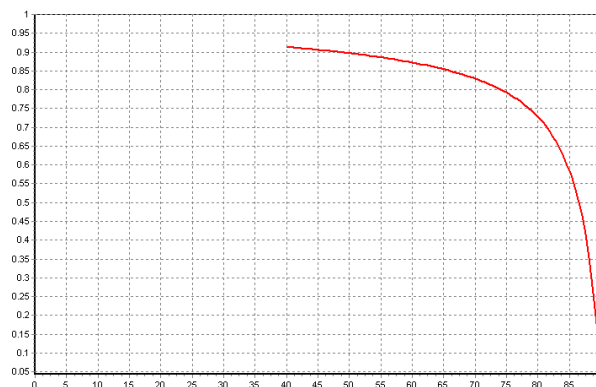


Рис. 6. Розрахункова залежність ККД від кута конічної лунки.

Fig. 6. Estimated dependence of efficiency on the angle of the conical hole.

На рис. 6 зображено залежність коефіцієнта корисної дії від зміни кута конічної лунки, що утримує кульку в сферичному пальці шарніра. Величина кута залежить, в першу чергу, від геометричних параметрів з'єднання. Мінімально можлива величина кута визначається за формулою (5). Менші значення кута, ніж отримані за цією формулою, не можуть бути використані, тому що у цьому випадку кулька контактуватиме не по конічній поверхні, а по кромці

лунки. Цим пояснюється початок кривої на рис. 6 в точці 40 градусів - це мінімальне розрахункове значення кута конуса лунки, при якому можливий контакт кульки з конічною поверхнею (при вказаних вище геометричних параметрах шарніра).

Розрахунок показує, що збільшення кута конуса лунки зменшує коефіцієнт корисної дії механізму. Це пов'язане із перерозподілом зусиль у передачі, збільшенням радіальної складової зусилля, відповідного збільшення сил тертя та можливого, внаслідок цього, заклинювання. Для розрахункового випадку, при мінімальному значенні кута конуса лунки 40 градусів, можна вважати допустимим збільшенні кута до 60 градусів, що незначно зменшує ККД і збільшує радіальну складову зусилля. Кут конуса лунки залежить від певних технологічних можливостей та наявного інструменту, проте, доцільно обирати його значення мінімально допустимим, з метою отримання максимального ККД та мінімізації зусиль та контактних напружень у шарнірі.

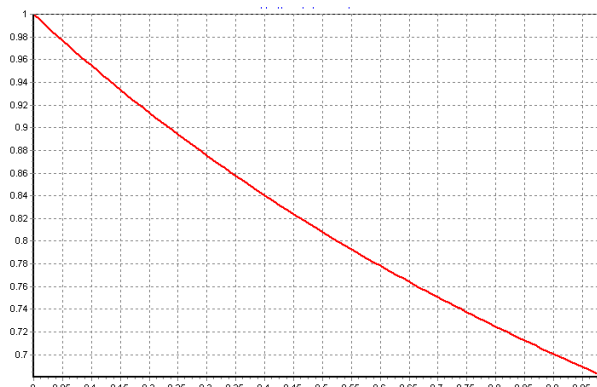


Рис. 7. Залежність коефіцієнта корисної дії від зміни коефіцієнтів тертя.

Fig. 7. Dependence of efficiency on change of coefficients of friction.

На рис. 7 наведено залежність коефіцієнта корисної дії від зміни коефіцієнтів тертя кульки по поверхнях деталей шарніра. Розрахунок показує, що збільшення коефіцієнтів тертя спричиняє значне зменшення ККД. Вказана залежність близька до лінійної, особливо в зоні малих значень коефіцієнтів тертя. Реальні значення коефіцієнтів тертя в шарнірі при доброму змащенні та герметизації не перевищуватимуть 0,1. Попадання стороннього матеріалу всередину шарніра та відсутність змащування можуть збільшити сили тертя у декілька разів, що негативно впливатиме на коефіцієнт корисної дії.

В результаті проведених обчислень та їх аналізу можна зробити наступні висновки.

Доцільно обирати співвідношення радіусів кульки та циліндричної втулки максимально великим з конструктивних міркувань, не менше 0,3.

Кут нахилу конічної поверхні лунки обирати мінімально можливим, враховуючи обрану конструктивну схему шарніру.

У процесі проектування передачі забезпечити кут розхилу осей не більше 20 .. 25 градусів, перевіряючи

розрахункове значення ККД, яке не повинно бути гіршим за 0,9.

У випадку застосування довгих транспортуючих шнеків із значною кількістю елементів доцільно зменшувати кути розхилу осей (збільшувати радіус згину шнека) для покращення сумарного ККД всього транспортера. Різкий перегин труби шнека, навіть в одному місці, може призвести до заклинювання всього механізму.

Висновки

1. Запропоновано методику розрахунку шарнірного з'єднання секційного гвинтового робочого органу. Встановлено оптимальні конструктивні параметри даної конструкції, та визначено вплив цих параметрів на експлуатаційні характеристики. На основі отриманих результатів побудовано графічні залежності зміни коефіцієнту корисної дії від співвідношення радіусів кульки та циліндричної втулки, кута відхилення осей шарніру, кута конічної лунки, зміни коефіцієнтів тертя.

Список літератури

1. Гевко Б. М., Рогатынский Р. М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. Львов. Изд-во при Львов. ун-те, 1989. 176 с.
2. Вітровий А. О., Гевко Р. Б. Силовий аналіз робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра. Сільськогосподарські машини. 1998. Вип. 4. С. 34-36.
3. Павлова І. О. Обґрунтування параметрів гнучкого валу гвинтового конвеєра. Сільськогосподарські машини. 2004. Вип. 12. С. 108-115.
4. Леуцук Р. Я. Обґрунтування конструктивно-силових параметрів секційних робочих органів гвинтових перевантажувальних механізмів: автореф. дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.02.02 „Машинознавство”. Львів, 2004. 148 с.
5. Рогатинський Р. М., Гевко І. Б., Дячун А. Є. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів. Тернопіль. ТНТУ імені Івана Пулюя, 2014. 278 с.
6. Owen P. J., Cleary, P. W. Prediction of screw conveyor performance using the Discrete Element Method (DEM). Powder Technology. 2009. Vol. 193. Issue 3. P. 274-288.
7. Fernandez J. W., Cleary P. W., Bride W. Effect of screw design on hopper draw down by a horizontal screw feeder. Seventh international conference on CFD in the minerals and process industries CSIRO, Melbourne, Australia 9-11 December. 2009. P. 1140-1150.
8. Hu G., Chen J., Jian B., Wan H., Liu L. Modeling and simulation of transportation system of screw conveyors by the discrete element method. International Conference on Mechanic Automation and Control Engineering. MACE2010. 2010. 5536244. P. 927-930.
9. Zareiforoush H., Komarizadeh M. H., Alizadeh M. R. Effect of crop-screw parameters on rough rice grain damage in handling with a horizontal screw

conveyor. Journal of Food, Agriculture and Environment. 2010. Vol. 8. Issue 3-4. Part 1. July. P. 494-499.

10. Григорьев А. М. Винтовые конвееры. Москва. Машиностроение. 1972. 286 с.
11. Гевко Б. М. Механізми з гвинтовими пристроями. Львів. Вища школа. 1993. 205 с.
12. Гевко Б. М., Рогатынский Р. М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. Львов. Вища школа. 1989. 175 с.
13. Гевко І. Б. Гвинтові транспортно-технологічні механізми. Розрахунок і конструювання. Тернопіль. ТДТУ імені Івана Пулюя. 2008. 307 с.
14. Гевко Б. М., Ляшук О. Л., Гевко І. Б., Драган А. П., Новосад І. Я. Технологічні основи формування спеціальних профільних гвинтових деталей. Тернопіль. СМП “Тайп”. 2008. 367 с.
15. Гевко І. Б., Комар Р. В., Леуцук Р. Я., Новосад І. Я. Патент №18401. Україна. Гвинтовий робочий орган соковитискача. 2005. Бюл. №7. 4 с.
16. Gevko I. B., Lyashuk O. L., Rogatinska L. R., Zolotuy R. Z., Lyubachivskyy R. O. Investigation of the radius of bending for flexible screw sectional conveyor. International symposium: ISB-INMA TEH'2013. Agricultural and Mechanical Engineering. Bucharest. 2013. P. 175-182.
17. Loveikin V., Chovniuk Yu., Kulyk V. Optimizatsiia rezhimov kolebanii zernovykh smesei pri nalichii sukhogo treniia. Motrol. 2012. T. 14. № 3. P. 140-149.
18. Ловейкін В. С., Яворська А. В. Багатомасова модель динаміки руху кормозмішувача гвинтового типу зі змінним опором. Motrol. 2011. Т. 13В. Р. 124-129.
19. Гевко Р. Б., Вітровий А. О., Гевко М. Р., Клендій М. Б. Вдосконалення конструкції та обґрунтування параметрів секційного шарнірного робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра. Вісник інженерної академії України. 2009. Вип. 1. С. 212-216.
20. 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.
21. 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.
22. Screw Conveyor. Dimensional standarts. (Approved April 1, 2009) ISBN 978-1-891171-39-0 Printed in the U.S.A. Web Site: Mode of access: <http://www.cemanet.org>. 6 p.

References

1. Gevko B. M. (1989). Screw feeding mechanisms of agricultural machines. Lviv: Lviv Publishing House. un-te. 176.
2. Wind A. O. (1998). Power analysis of the working body of a flexible screw conveyor. Agricultural Machinery. 4. 34-36.

3. Pavlova I. O. (2004). Substantiation of parameters of a flexible shaft of the screw conveyor. *Agricultural machinery*. 12. 108-115.
4. Leschuk R. Ya. (2004). Substantiation of constructive-power parameters of section working bodies of screw reloading mechanisms: author's ref. dis. ... cand. tech. Science: special. 05.02.02 Mechanical Engineering. - Lviv. 148.
5. Rogatinsky R. M. (2014). Scientific and applied bases of creation of screw transport and technological mechanisms. Ternopil. TNTU named after Ivan Pulyuy. 278.
6. Owen P. J., Cleary P.W. (2009). Prediction of screw conveyor performance using the Discrete Element Method (DEM). *Powder Technology*. 193 (3). 274-288.
7. Fernandez J. W., Cleary P. W., Bride W. (2009). Effect of screw design on hopper draw down by a horizontal screw feeder. Seventh international conference on CFD in the minerals and process industries CSIRO, Melbourne, Australia 9-11 December. 1140-1150.
8. Hu G., Chen J., Jian B., Wan H., Liu L. (2010). Modeling and simulation of transportation system of screw conveyors by the discrete element method. *International Conference on Mechanical Automation and Control Engineering*, MACE2010, 5536244. 927-930.
9. Zareiforoush H., Komarizadeh M. H., Alizadeh M. R. (2010). Effect of crop-screw parameters on rough rice grain damage in handling with a horizontal screw conveyor. *Journal of Food, Agriculture and Environment*. 8(3-1). July. 494-499.
10. Grigoriev A. M. (1972). *Screw conveyors*. Mechanical Engineering. Moscow. 286.
11. Gevko B. M. (1993). *Mechanisms with screw devices*. Lviv. Higher school. 205.
12. Gevko B. M., Rogatynsky R. M. (1989). *Screw feeders of agricultural machinery*. Lviv. Higher school. 175.
13. Gevko I. B. (2008). *Screw transport and technological mechanisms. Calculation and design*. TSTU named after Ivan Pulyuy. Ternopil. 307.
14. Gevko B. M., Lyashuk O. L., Gevko I. B., Dragan A. P., Novosad I. Ya. (2008). Technological bases of forming special profile screw parts. Ternopil. SMP "Type". 367.
15. Gevko I. B., Komar R. V., Leschuk R. Ya., Novosad I. Ya. (2005). Patent №18401. Ukraine. Screw working body of the juicer. Bull. №7. 4.
16. Gevko I. B., Lyashuk O. L., Rogatinskaya L. R., Zolotuy R. Z., Lyubachivskyy R. O. (2013). Investigation of the radius of bending for flexible screw sectional conveyer. *International Symposium: ISB-INMA TEH'2013. "Agricultural and Mechanical Engineering"* 2013. Bucharest. 175-182.
17. Loveikin V., Chovniuk Yu., Kulyk V. (2012). Optimization of the regime of oscillations of grain mixtures in the presence of dry friction. *Motrol. Lublin*. 14(3). 140-149.
18. Loveykin V. S. (2011). Multi-mass model of the dynamics of the movement of the feed mixer of the screw type with variable resistance. *Motrol*. 13B. 124-129.
17. Gevko R. B., Wind A. O., Gevko M. R., Klendiy M. B. (2009). Improving the design and substantiation of the parameters of the sectional hinged working body of the flexible screw conveyor. *Bulletin of the Engineering Academy of Ukraine*. Kyiv. 1. 212-216.
18. 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.
19. Kresan T., Pylypaka S., Ruzhlyo Z., Rogovskii I., Trokhaniak O. (2020). External rolling of a polygon on a closed curvilinear profile. *Acta Polytechnica*. 60(4). 313-317.
20. *Screw Conveyor*. (2009). Dimensional standards. (Approved April 1, 2009) ISBN 978-1-891171-39-0 Printed in the U.S.A. Web Site: Mode of access: <http://www.cemanet.org>. 6.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРА НАГРУЗКИ НА ШНЕК ПРИ ТРАНСПОРТИРОВКЕ СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ

І. І. Чвартацький, А. В. Грабар, Р. В. Шатров

Аннотация. Целью исследования является установление характера нагрузки на шнек по всей его длине и вывода аналитической зависимости определения величины крутящего момента на шнек с учетом особенностей груза, неточности изготовления элементов винтового механизма и трения в опорах. Объектом исследования является технологический процесс транспортировки сыпучих грузов винтовыми конвейерами. Предметом исследования являются закономерности протекания процесса транспортировки и характер нагрузки на шнек по всей его длине.

Установлено характер нагрузки на шнек по его длине в винтовом транспортере. Выведена аналитическая зависимость определения реального значения величины крутящего момента на шнек с учетом особенностей груза, неточности изготовления винтовой транспортно-технологической системы и трения в опорах. Определены и построены ряд зависимостей величины крутящего момента на шнек при установленном движении груза от различных параметров.

Результаты: установлен характер нагрузки на шнек по всей его длине и выведено аналитическую зависимость определения величины крутящего момента на шнек, что можно широко использовать при проектировании винтовых транспортно-технологических систем.

Ключевые слова: шнек, винтовые транспортно-технологические системы, нагрузки, величина крутящего момента, частица.

RESEARCH OF HINGED JOINT OF SCREW SECTIONAL WORKING BODY

I. I. Chvartatskiy, A. V. Grabar, R. V. Shatrov

Abstract. The purpose of research is to determine the optimal design parameters of the hinged connection of the sectional screw working body, as well as to determine the impact of these parameters on the performance of this mechanism

The object of research is the processes of transportation of bulk materials along curvilinear routes by flexible articulated screw conveyors. The subject of the research is hinged-section screw working bodies and their parameters.

The method of calculation of hinged connection of screw sectional working body is offered in the work. Calculations and analysis of changes in the efficiency of the hinge mechanism depending on its basic design parameters, such as the ratio of the radii of the ball and the cylindrical sleeve at the point of contact, the angle of deviation of the hinge axes, the angle of the conical surface of the hole. Graphic dependences are constructed on the basis of theoretical researches.

Results: The optimal design parameters of this structure are established, and the influence of these parameters on operational characteristics is determined.

Key words: hinged connection, sectional working body, helical spiral.

I. I. Чвартацький ORCID 0000-0001-5689-4603.

A. B. Грабар ORCID 0000-0001-8208-6212.

P. B. Шатров ORCID 0000-0002-3596-0146.

УДК 621.87

DISCRETE MODEL OF CHAIN CONVEYOR MOVEMENT DYNAMICS

M. M. Korobko

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

Speciality of article: 133 – industry engineering.

Corresponding author: korobko_mm@nubip.edu.ua.

Article history: Received – August 2020, Accepted – October 2020.

Bibl. 14, fig. 2, tabl. 0.

Abstract. Improving the reliability of structures of transport mechanisms and other elements, reducing metal content, improving performance, expanding functionality and technical capabilities is a priority area of work to improve existing and develop new machines for beet growing. The dynamic model of the chain conveyor which considers the basic movement and fluctuations of elements of the drive and a working cloth is developed in work. The model is represented by a system of discrete masses with eight degrees of freedom.

The operation of chain conveyors is characterized by the presence of dynamic forces arising from the pulsating movement of the chain at a steady rotation of the drive sprocket. At the start-up site, dynamic forces from increasing the speed from zero to a certain constant value are added to these forces. Under such conditions, significant alternating dynamic loads can occur in the chain, which as a result of the accumulation of fatigue phenomena can lead to its premature destruction.

Key words: conveyor, weight, model.

Introduction

In the existing theoretical and experimental researches of rod conveyors their constructive parameters, productivity, damage of root tubers and separating ability are proved. However, not enough attention is paid to the study of current dynamic loads, their nature of change over time and the impact on the drive elements of the conveyors, the working canvas and root damage.

During unstable operating modes, the traction elements, as well as the drive elements are under the action of dynamic loads. The greatest dynamic loads occur when starting the conveyor, its output at operating speeds, as well as when stopping or jamming the web. Such loads are undesirable and are significant factors that accelerate the wear of the conveyor belt and drive elements, as well as affect the damage to the roots when interacting with the working elements of the conveyors.

The study of dynamic processes in the operation of conveyors is an urgent task, the solution of which will assess the dynamic loads acting on its elements and drive during transients, as well as on this basis to modernize

existing structures and develop new ones that will ensure high efficiency of beet harvesters.

The dynamics of the movement of chain conveyors are characterized by variable oscillating loads during transients and after the exit of the conveyor to steady state. The study of these loads makes it possible to determine the most favorable modes of movement of the conveyor during start-up.

Formulation of problem

The practice of operation of root harvesting machines confirms that about 30% of all failures are on conveyor belts. Conveyors of some machines sometimes do not provide even seasonal operation and need to be repaired or replaced during operation [1]. During unstable operating modes, the traction elements as well as the drive elements are under dynamic load. It is known that significant dynamic loads are observed when starting the conveyor, its output at operating speeds, as well as when stopping or jamming the web [2]. Significant dynamic loads are an undesirable phenomenon and are among the significant factors that accelerate the operation of the conveyor belt and drive elements.

During the start-up of the chain conveyor in the traction link of the web there are dynamic loads, the magnitude of which mainly depends on the excess force or duration of start-up. Under the action of pulses that create acceleration, small elastic oscillations occur in the elements of the system. The latter lead to an increase in inertial loads in comparison with their average values, which are determined by the laws of motion of an absolutely rigid body. In the conditions of inconsistency of speeds of all or some elements of the car such sizes, as duration of the periods of start (acceleration) and braking, overload of the engine and transfers, can be defined only on the basis of dynamic calculations at which both instability of speed during movement, and inertia of masses, involved in the movement process

The aim of the work is to increase the efficiency of chain conveyor by reducing the dynamic loads acting on the drive elements of the bar conveyor and the working bodies of the canvas.

Analysis of recent research results

A significant number of works by domestic and foreign scientists are devoted to the study of conveyors with a chain traction body. The main attention is paid to the issues of wear and strength of the chain traction body, the theory and calculation of chain engagement, kinematic and dynamic calculation, as well as the development of new structural schemes of conveyors operating in a steady state.

Studies of the dynamic processes of the conveyor are carried out by using different research models. The application and use of dynamic models to calculate the loads of conveyors and their drives are considered in many works, for example [3, 4, 5]. However, these works did not take into account the modes of operation of the drive, which affect the uneven movement of the blade, which in turn accelerates the speed of the mechanism as a whole [6-14].

Purpose of research

During transients (start, stop), as well as in the area of steady motion in the structural elements and the drive - there are significant dynamic loads, which can be several times higher than the average static loads.

The purpose of the work is to increase the efficiency of chain conveyors by reducing the dynamic loads acting on the drive elements and the working bodies of the chain conveyors.

Results of research

It is advisable to take into account the dynamic calculations the influence of the drive on the characteristics of the closed circuit of the conveyor belt. Therefore, this work aims to develop a dynamic model of the bar conveyor, which simultaneously takes into account the nature of the movement of the drive mechanism and the working canvas with the transported cargo. A dynamic model of a bar conveyor is proposed, which takes into account both the dynamics of the drive and the dynamics of the working web, taking into account the elastic properties of their individual elements. In this dynamic model (Fig. 1) the bar conveyor is presented as a holonomic mechanical system with eight degrees of freedom ($n = 8$) of discrete rotating I_1 , I_2 , I_3 , and I_7 and translational m_4 , m_5 , m_6 , and m_8 masses. Here I_1 , I_2 , I_3 , I_7 moments of inertia, respectively, of the rotor of the drive motor, the rotating parts of the gearbox, the drive shaft with sprockets, reduced to the axis of the drive shaft and the guide rollers relative to its own axis. The working branch of the conveyor is represented by three discrete masses m_4 , m_5 , m_6 connected to each other and asterisks by elastic elements with stiffness C_{34} , C_{45} , C_{56} , C_{67} , and the idle (non-working) branch is replaced by one mass m_8 which is connected to asterisks and guides. Rollers elastic elements with stiffness C_{78} and C_{83} . The motor shaft is connected to the input shaft of the gearbox via a power take-off shaft with a stiffness C_{12} , and its output shaft is connected via a resilient safety coupling with a stiffness C_{23} to the drive shaft.

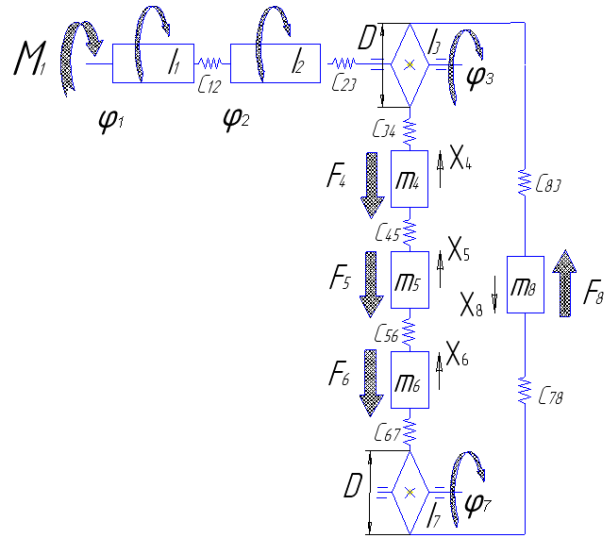


Fig. 1. Dynamic model of a chain conveyor.

The generalized coordinates of the proposed dynamic model are: $q_1 = \varphi_1$, $q_2 = \varphi_2$, $q_3 = \varphi_3$ and $q_7 = \varphi_7$ are the rotational coordinates of the drive motor rotor, the reduced mass of the gearbox, the drive shaft and the guide rollers of the conveyor; $q_4 = x_4$, $q_5 = x_5$, $q_6 = x_6$ and $q_8 = x_8$ - translational coordinates of the respective masses m_4 , m_5 , m_6 and m_8 into which the branches of the working and idle part of the canvas are divided.

To compile the differential equations of motion of the conveyor, the Lagrange equation of the second kind is used

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_k} - \frac{\partial L}{\partial q_k} = Q_k, \quad k=1,2,\dots,n; \quad (1)$$

where t is the time; $L = T - P$ - Lagrange function; T , P - kinetic and potential energy of the conveyor; q_k - ($k = 1, 2, \dots, 8$) generalized coordinate of the system; Q_k is a generalized force.

The kinetic energy of the system is represented as the sum of rotational $T_{\text{об}}$ and translational $T_{\text{пер}}$ masses

$$T = T_{\text{об}} + T_{\text{пер}} = \frac{1}{2} I_1 \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} I_2 \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} I_3 \dot{\varphi}_3^2 + \frac{1}{2} I_7 \dot{\varphi}_7^2 + \frac{1}{2} m_4 \dot{x}_4^2 + \frac{1}{2} m_5 \dot{x}_5^2 + \frac{1}{2} m_6 \dot{x}_6^2 + \frac{1}{2} m_8 \dot{x}_8^2. \quad (2)$$

Potential energy is defined as the deformation energy of the elastic parts of the conveyor

$$\begin{aligned} \Pi = & \frac{1}{2} C_{12} (\varphi_1 - \varphi_2)^2 + \frac{1}{2} C_{23} (\varphi_2 - \varphi_3)^2 + \frac{1}{2} C_{34} \left(\frac{D}{2} \varphi_3 - x_4 \right)^2 + \\ & + \frac{1}{2} C_{45} (x_4 - x_5)^2 + \frac{1}{2} C_{56} (x_5 - x_6)^2 + \frac{1}{2} C_{67} \left(x_6 - \frac{D}{2} \varphi_7 \right)^2 + \\ & + \frac{1}{2} C_{78} \left(\frac{D}{2} \varphi_7 - x_8 \right)^2 + \frac{1}{2} C_{83} \left(x_8 - \frac{D}{2} \varphi_3 \right)^2 \end{aligned} \quad (3)$$

Generalized forces (4)

$$\begin{aligned} Q_1 = & M_1 + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_1} = M_1 - C_{12} (\varphi_1 - \varphi_2); \\ Q_2 = & \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_2} = C_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) - C_{23} (\varphi_2 - \varphi_3); \\ Q_3 = & \frac{\partial \Pi}{\partial x_3} = C_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) - C_{34} \left(\frac{D}{2} \varphi_3 - x_4 \right) + C_{83} \left(x_8 - \frac{D}{2} \varphi_3 \right) \frac{D}{2}; \\ Q_4 = & -F_4 + \frac{\partial \Pi}{\partial x_4} = -F_4 + C_{34} \left(\frac{D}{2} \varphi_3 - x_4 \right) - C_{45} (x_4 - x_5); \\ Q_5 = & -F_5 + \frac{\partial \Pi}{\partial x_5} = -F_5 + C_{45} (x_4 - x_5) - C_{56} (x_5 - x_6); \\ Q_6 = & -F_6 + \frac{\partial \Pi}{\partial x_6} = -F_6 + C_{56} (x_5 - x_6) - C_{67} \left(x_6 - \frac{D}{2} \varphi_7 \right) \frac{D}{2}; \end{aligned}$$

$$Q_7 = \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_7} = C_{67}(x_6 - \frac{D}{2}\varphi_7)\frac{D}{2} - C_{78}(\frac{D}{2}\varphi_7 - x_8)\frac{D}{2};$$

$$Q_8 = -F_8 + \frac{\partial \Pi}{\partial x_8} = -F_8 + C_{78}(\frac{D}{2}\varphi_7 - x_8)\frac{D}{2} - C_{83}(x_8 - \frac{D}{2}\varphi_3)\frac{D}{2},$$

where M_1 is the driving moment of the motor drive, reduced to the axis of the drive shaft; F_4, F_5, F_6, F_8 - forces of resistance to movement, respectively, the masses m_4, m_5, m_6 and m_8 ; D is the diameter of the star.

After substituting the kinetic (2) and potential energy (3) of the conveyor and the generalized forces (4) in equation (1) we obtain a system of differential equations of motion of the conveyor (5):

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 = M_1 - C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2);$$

$$I_2 \ddot{\varphi}_2 = C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) - C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3);$$

$$I_3 \ddot{\varphi}_3 = C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) - C_{34}(\frac{D}{2}\varphi_3 - x_4)\frac{D}{2} + C_{83}(x_8 - \frac{D}{2}\varphi_3)\frac{D}{2};$$

$$m_4 \ddot{x}_4 = -F_4 + C_{34}(\frac{D}{2}\varphi_3 - x_4)\frac{D}{2} - C_{45}(x_4 - x_5);$$

$$m_5 \ddot{x}_5 = -F_5 + C_{45}(x_4 - x_5) - C_{56}(x_5 - x_6);$$

$$m_6 \ddot{x}_6 = -F_6 + C_{56}(x_5 - x_6) - C_{67}(x_6 - \frac{D}{2}\varphi_7)\frac{D}{2};$$

$$I_7 \ddot{\varphi}_7 = C_{67}(x_6 - \frac{D}{2}\varphi_7)\frac{D}{2} - C_{78}(\frac{D}{2}\varphi_7 - x_8)\frac{D}{2};$$

$$m_8 \ddot{x}_8 = -F_8 + C_{78}(\frac{D}{2}\varphi_7 - x_8)\frac{D}{2} - C_{83}(x_8 - \frac{D}{2}\varphi_3)\frac{D}{2}.$$

These equations can be used to describe dynamic processes in the elements of the conveyor both in the areas of transients (start, braking) and in the area of steady motion.

Different initial motion conditions can be used to solve equations (5) depending on the section of motion. For example, the process of starting from the standstill of the conveyor includes several stages.

The first stage is performed by rotating the mass with the moment of inertia I_1 from the time $t = 0$ at $\varphi_1 = 0$ and $\dot{\varphi}_1 = 0$ to the moment $t = t_1$, at which the elastic force between the masses I_1 and I_2 with the driving moment M_1 is balanced. At this point, the coordinate φ_1 will reach the value $\varphi_{11} = M_1 / C_{12}$, which will be the initial condition for the second stage of start-up. At this stage, only the first equation of system (5) is used, provided that the coordinate $\varphi_2 = 0$ during the entire period of motion of the first mass.

The second stage - rotating masses I_1 and I_2 with all other masses stationary from the time $t = t_1$ at $\varphi_1 = \varphi_{11}$, $\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_{11}$, $\varphi_2 = 0$ and $\dot{\varphi}_2 = 0$ to the moment t_2 , at which the elastic force between the masses I_2 and I_3 is balanced with driving moment M_1 . At this moment, the coordinate φ_1 will reach the value φ_{12} , the coordinate $\varphi_2 = \varphi_{22}$, and their derivatives $\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_{12}$, and $\dot{\varphi}_2 = \dot{\varphi}_{22}$. Here φ_{12} , φ_{22} , $\dot{\varphi}_{12}$, $\dot{\varphi}_{22}$ are the final values of the coordinates φ_1 and φ_2 and their velocities of the second stage of start-up, which are the initial conditions of the third stage of start-up. In the second stage of start-up, a system of the first two differential equations of system (5) is used. During the entire second stage of start-up, the coordinate $\varphi_3 = 0$.

Similarly, the initial conditions of motion for all other masses of the adopted model of the conveyor are determined. To do this, in addition to the considered stages,

it is necessary to consider the stages of the beginning of the movement from the third to the eighth mass. The start-up process ends at the time when the working line of the conveyor (masses m_4, m_5, m_6) reaches a stable value of the steady speed.

The operation of chain conveyors is characterized by the presence of dynamic forces arising from the pulsating movement of the chain with a steady rotation of the drive sprocket [6]. At the start-up site, dynamic forces from a speed increase from zero to a certain constant value are added to these forces. Under such conditions, the chain may experience significant alternating dynamic loads, which as a result of the accumulation of fatigue phenomena can lead to its premature destruction.

Therefore, the aim of this work is to determine such a mode of start of the chain conveyor, in which the total dynamic force in the chain would be minimal.

The total force F acting on the chain consists of a static component F_c , which is a constant value and does not depend on the mode of movement of the conveyor and a dynamic component F_d , which is a variable function depending on the parameters of the sprocket and chain and the mode of movement of the drive mechanism.

$$F = F_c + F_d. \quad (6)$$

The static component F_c includes: 1) resistance on the supporting rollers; 2) resistance to friction forces in the supports of the stars; 3) resistance to chain stiffness during bending. These components of resistance are determined by known methods [6] and in practical calculations are not in doubt.

The dynamic component is greater the greater the length of the chain link and its speed, the smaller the number of teeth of the drive sprocket and the greater the moving weight of the load and the conveyor itself. These loads increase the effort in the traction body and, as a result of repeated application, cause fatigue in the chains. The dynamic component of the force in the traction body can be determined by the dependence [7].

$$F_d = mW_L, \quad (7)$$

where m is the consolidated mass of the moving elements of the bar conveyor and cargo [7];

W_L - linear acceleration of the traction body of the chain.

According to the method described in [7], the consolidated mass m is determined by the dependence

$$m = (q_b + \psi q_0)L, \quad (8)$$

where q_b - running weight of the cargo; q_0 is the running mass of the moving parts of the conveyor; L is the length of the conveyor; ψ is the coefficient of mass reduction, which takes into account the fact that not the entire mass of the conveyor moves with the acceleration W_L , and also takes into account the influence of elasticity and sagging of the chain.

To determine the acceleration of the chain W_L , consider the scheme of interaction of the latter with the asterisk (Fig. 2). Asterisk 5 rotates with an angular velocity ω , and its circular velocity is determined by a known dependence

$$V = \omega R, \quad (9)$$

where R is the initial radius of the asterisk; ω is the angular velocity of the asterisk.

Then the horizontal component of the chain speed changes according to the law

$$V_L = V \cos \varphi = \omega R \cos \varphi, \quad (10)$$

here φ is the angular coordinate of the rotation of the star between adjacent teeth, which is calculated from the bisector of the angle between the teeth and varies from $-\varphi_0$ to φ_0 , ie $-\varphi_0 \leq \varphi \leq \varphi_0$. The central angle between the teeth can be determined by the dependence $2\varphi_0 = 2\pi/z$, where z is the number of teeth of the leading star. Then $\varphi_0 = \pi / z$.

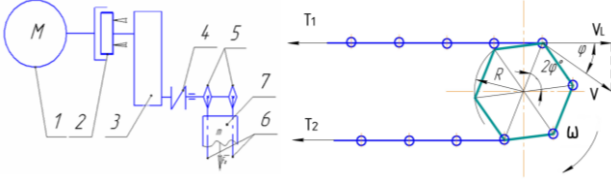


Fig. 2. Circuit conveyor drive scheme: 1 - engine; 2 - clutch; 3 - reducer; 4 - safety clutch; 5 - sprockets with a drive shaft; 6 - traction chains; 7 - conveyor belt.

The angular coordinate of the asterisk α is divided into n sections. At the zero section $0 \leq \alpha \leq 2\varphi_0$. In this case, $-\varphi_0 \leq \varphi \leq \varphi_0$. In the first section $2\varphi_0 \leq \alpha \leq 4\varphi_0$, and $-\varphi_0 \leq \varphi \leq \varphi_0$. In the k -th section, the angular coordinates α and φ change within the following limits

$$2k\varphi_0 \leq \alpha \leq 2(k+1)\varphi_0; -\varphi_0 \leq \varphi \leq \varphi_0, k=0, 1, 2, \dots, n. \quad (11)$$

Taking the time derivative of the dependence (10), we determine the law of change of the linear acceleration of the chain

$$W_L = \frac{dV_L}{dt} = \frac{d\omega}{dt} R \cos \varphi - \omega \frac{d\varphi}{dt} R \sin \varphi \quad (12)$$

$$\text{If } \frac{d\varphi}{dt} = \omega$$

$$W_L = R \left(\frac{d\omega}{dt} \cos \varphi - \omega^2 \sin \varphi \right) \quad (13)$$

The analysis of the dependence (13) shows that to determine the acceleration of the chain it is necessary to know the law of motion of the leading sprocket (Fig. 2) in all areas of motion during the start of the conveyor.

To determine this law of motion, it is necessary to solve the second problem of the dynamics of conveyor motion. To do this, in the first approximation, we consider the pipeline as a dynamic model with a nonlinear position function (the relationship between the kinematic characteristics of the drive sprocket and the chain is nonlinear) and one degree of freedom. For the generalized coordinate we take the coordinate of the rotation of the star between adjacent teeth on the k -th ($k = 0, 1, 2, \dots, n$) section of the rotation of the star.

This model does not take into account the elasticity and sagging of the chain, because they are indirectly taken into account by the coefficient ψ in the total mass of the moving parts of the conveyor, which is determined by the dependence (9).

We compose the equation of motion of such a dynamic conveyor model for each section of motion using the theorem on the change of kinetic energy [8].

$$T - T_0 = A_p - A_0, \quad (14)$$

where T_0, T - functions of the kinetic energy of the system at the beginning of motion and at a certain point in time; A_p, A_0 - work of driving forces of the drive and forces of resistance to movement of the conveyor on the considered site of movement.

Dependence functions (14) have the following form:

$$T_0 = \frac{1}{2} I_p (-\varphi_0) \omega_0^2; \quad T = \frac{1}{2} I_p (\varphi) \omega^2, \quad (15)$$

$$A_p = \int_{-\varphi_0}^{\varphi} M d\varphi \quad A_0 = \int_{-\varphi_0}^{\varphi} F_0 R \cos \varphi d\varphi \quad (16)$$

where, $I_p (-\varphi_0), I_p (\varphi)$ - reduced to the axis of rotation of the drive star moments of inertia of the moving parts of the conveyor in the initial position and at any time; ω_0 is the angular velocity of the asterisk in the initial position.

M is the driving moment of the drive, reduced to the axis of rotation of the drive sprocket; F_0 is the total resistance of the static forces of resistance to the movement of the web.

Substituting the dependences (15) and (16) in equation (14) and taking from the left and right parts of this equality derivatives in the coordinate φ , we obtain the law of motion of the chain conveyor in the form of differential equations [9]:

$$I_p \frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{1}{2} \omega \frac{dI_p(\varphi)}{d\varphi} = \frac{1}{\omega} (M - F_0 R \cos \varphi) \quad (17)$$

$$I_p = I_0 + mR^2 \cos^2 \varphi \quad (18)$$

where I_0 is the moment of inertia of the rotor of the engine 1, the clutch 2, the gearbox 3, the elastic clutch 4 and the drive shaft with sprockets 5 reduced to the axis of rotation of the sprocket (see Fig. 2).

Equation (17) taking into account the dependence (18) is a nonlinear differential equation of the first order with variable coefficients and a complex right-hand side. Such equations cannot be analytically integrated, so numerical methods must be used to solve them. To use the finite difference method [8], equation (17) is presented as follows

$$I_p(\varphi) d\omega + \frac{1}{2} \omega dI_p(\varphi) = \frac{1}{\omega} (M - F_0 R \cos \varphi) d\varphi \quad (19)$$

Divide the conveyor interval $-\varphi_0 \leq \varphi \leq \varphi_0$ into n parts and assume that $-\varphi_0 \approx \Delta\varphi = 2\varphi_0 / n$ on each part. Then the coordinate $\varphi_{i+1} = \varphi_i + \Delta\varphi$. Here and - the number of the position of the drive star, which varies from 0 to n . For any position of the conveyor $\varphi = \varphi_i$, $I_p(\varphi) = I_p(\varphi_i)$, $\omega = \omega_i$, $M = M_i$, $dI_p(\varphi) \approx I_p(\varphi_{i+1}) - I_p(\varphi_i)$. Substituting these substitutions in equation (19), we obtain (20):

$$\omega_{i+1} = \frac{1}{I_p(\varphi_i)} \left[\frac{1}{\omega_i} (M_i - F_0 R \cos \varphi_i) \Delta\varphi + \frac{1}{2} [3I_p(\varphi_i) - I_p(\varphi_{i+1})] \cdot \omega_i \right]$$

The movement of the conveyor during start-up begins with the position $\varphi_i = -\varphi_0$; while $\omega_i = \omega_0 = 0$. For this position, $I_p(\varphi_i), I_p(\varphi_{i+1}), M_i$ are determined and are substituted into the dependence (20), from which ω_{i+1} are determined. Calculations ω_{i+1} are performed until φ_i becomes equal to φ_0 . Then the calculations are performed for the next section of the movement $2\varphi_0 \leq \alpha \leq 4\varphi_0$ with the repetition of all procedures performed on the previous section. Moreover, the initial value of the velocity ω_0 in this section is taken to be the value of the velocity found at the end point of the previous section, $\omega_0 = \omega_n$.

Conclusions

1. As a result of the solution of the system (5), the coordinates, velocities and accelerations of each of the masses are determined for the found initial conditions of

motion. With the help of these characteristics the dynamic loads in the elastic elements of the conveyor are determined. The analysis of these loads will allow to establish rational inertial and elastic characteristics of the conveyor and to reach the most favorable mode of the start of the conveyor.

2. The conducted researches allowed to recommend the system of the controlled start of the rod conveyor which gives the chance to reduce considerably dynamic loadings: coefficient of dynamism in 2.4...2.6 times, coefficient of unevenness of movement on 10-15%, starting moment - in 1.8...2.2 times.

References

1. *Shabelnik B. P.* (1998). *Conveyors-cleaners of root-harvesting machines.* Kyiv. 243.
2. *Volkov P. M., Tenenbaum M. M.* (1977). *Basics of the theory and calculation of agricultural machines for strength and reliability.* Moscow. 310.
3. *Khorolsky I. M.* (1999). *Dynamics of chain systems and closed circuits of continuous transport machines.* Lviv. 208.
4. *Zinoviev V. A., Bessonov A. P.* (1964). *Fundamentals of dynamics of machine units.* Moscow. 239.
5. *Kozhevnikov S. N.* (1986). *Dynamics of nonstationary processes in machines.* Kyiv. 288.
6. *Kornev G. V.* (1968). *Continuous lifting and transport machines used in agriculture.* Kyiv. 152.
7. *Perten Yu. A., Misailov V. K., Yantovsky L.* (1981). *Theoretical foundations of conveyors with traction elements:* Publishing House of Leningrad University. 270.
8. *Fedorchenko A. M.* (1999). *Experimental foundations and mathematical formulation of the fundamental laws of physics.* Kyiv. 288.
9. *Loveykin V. S., Yaroshenko V. F., Korobko M. M.* (2006). *Analysis of start-up modes of chain conveyors of agricultural machines.* Proceedings of the Tavriya State Agrotechnical Academy. Melitopol. Issue 40. 221-230.
10. *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.
11. *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.
12. *Loveykin V., Romasevych Y., Shymko L., Ohienko 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.
13. *Zagurskiy O., Ohienko M., Pokusa T., Zagurska S., Pokusa F., Titova L., Rogovskii I.* (2020). *Study of efficiency of transport processes of supply chains management under uncertainty.* Monograph. Opole: The

Academy of Management and Administration in Opole. 162.

14. *Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Rosamaha Yu. O., Blesnyuk O. V., Ohienko M. M., Ohienko A. V.* (2019). *Engineering management of two-phase coulter systems of seeding machines for implementing precision farming technologies.* INMATEH. Agricultural Engineering. 2019. 58(2). 137-146. doi: 10.35633/INMATEH-58-15.

Список літератури

1. *Шабельник Б. П.* Конвеєри-очистителі коренуборочних машин. Київ. Міносвіта, 1998. 243 с.
2. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин на прочность и надежность. Под ред. П. М. Волкова, М. М. Тененбаума. Москва. Машиностроение, 1977. 310 с.
3. *Хорольський І. М.* Динаміка ланцюгових систем і замкнутих контурів машин неперервного транспорту. Львів, 1999. 208 с.
4. *Вяч А. З., Бессонов А. П.* Основы динамики машинных агрегатов. Москва. Машиностроение, 1964. 239 с.
5. *Кожевников С. Н.* Динамика нестационарных процессов в машинах. Київ. Наукова думка, 1986. 288 с.
6. *Корнев Г. В.* Підйомно-транспортні машини безперервної дії, застосовувані у сільському господарстві. Київ. Урожай, 1968. 152 с.
7. *Пертен Ю. А., Мисаїлов В. К., Янтовський Л. І.* Теоретические основы конвейеров с тяговыми элементами. Изд-во Ленинградского ун-та, 1981. 270 с.
8. *Федорченко А. М.* Экспериментальные основы и математическая формулировка фундаментальных законов физики. Київ. Вища школа, 1992. 88 с.
9. *Ловейкін В. С., Ярошенко В. Ф., Коробко М. М.* Аналіз режимів пуску ланцюгових конвеєрів сільськогосподарських машин. Праці Таврійської державної агротехнічної академії. Мелітополь, 2006. Вип. 40. С. 221-230.
10. *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.
11. *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.
12. *Loveykin V., Romasevych Y., Shymko L., Ohienko M., Duczmal W., Potwora W., Titova L., Rogovskii I.* Agrotronics and optimal control of cranes and hoisting machines: monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 2020. 164 p.
13. *Zagurskiy O., Ohienko M., Pokusa T., Zagurska S., Pokusa F., Titova L., Rogovskii I.* Study of efficiency of transport processes of supply chains management under

uncertainty. Monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 2020. 162 p.

14. 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.

ДИСКРЕТНА МОДЕЛЬ ДИНАМІКИ РУХУ ЛАНЦЮГОВОГО КОНВЕЄРА

М. М. Коробко

Анотація. У процесі пуску ланцюгових конвеєрів у тяговій ланці полотна виникають динамічні навантаження, величина яких, головним чином, залежить від надлишкової сили або тривалості пуску. Під дією імпульсів, що створюють прискорення, в елементах системи виникають малі пружні коливання. Останні приводять до зростання інерційних навантажень у порівнянні з їх середніми значеннями, які визначаються законами руху абсолютно твердого тіла. В умовах непостійності швидкостей всіх або деяких елементів машини такі величини, як тривалість періодів пуску (розгону) й гальмування, перевантаження двигуна і передач, можна визначити лише на основі динамічних розрахунків, при яких враховується як непостійність швидкості під час руху, так й інерційність мас, що беруть участь у процесі руху.

Також робота ланцюгових конвеєрів характеризується наявністю динамічних зусиль, що виникають у результаті пульсуючого руху ланцюга при усталеному обертанні приводної зірочки. На ділянці пуску до цих зусиль додаються динамічні зусилля від зростання швидкості з нульового значення до певної усталеної величини. За таких умов у ланцюгу можуть виникати значні знакозмінні динамічні навантаження, які в результаті накопичення втомних явищ можуть привести до передчасного його руйнування.

У роботі розроблено динамічну модель ланцюгового конвеєра, яка враховує основний рух і коливання елементів приводу та робочого полотна.

Ключові слова: конвеєр, модель, маса.

ДИСКРЕТНАЯ МОДЕЛЬ ДИНАМИКИ ДВИЖЕНИЯ ЦЕПНОГО КОНВЕЙЕРА

Н. Н. Коробко

Аннотация. В процессе пуска цепных конвейеров в тяговом звене полотна возникают динамические нагрузки, величина которых, главным образом, зависит от избыточной силы или продолжительности пуска. Под действием импульсов, создающих ускорение, в элементах системы возникают малые упругие колебания. Последние приводят к росту инерционных нагрузок по сравнению с их средними значениями, которые определяются законами движения абсолютно твердого тела. В условиях непостоянства скоростей всех или некоторых элементов машины такие величины, как

продолжительность периодов пуска (разгона) и торможения, перегрузки двигателя и передач, можно определить лишь на основе динамических расчетов, при которых учитывается как непостоянство скорости во время движения, так и инерционность масс, участвующих в процессе движения.

Также работа цепных конвейеров характеризуется наличием динамических усилий, возникающих в результате пульсирующего движения цепи при установившемся вращении приводной звездочки. На участке пуска к этим усилиям добавляются динамические усилия от роста скорости с нулевого значения до определенной устоявшейся величины. При таких условиях в цепи могут возникать значительные знакопеременные динамические нагрузки, в результате накопления усталостных явлений могут привести к преждевременному его разрушению.

В работе разработана динамическая модель цепного конвейера, которая учитывает основное движение и колебания элементов привода и рабочего полотна.

Ключевые слова: конвейер, модель, масса.

М. М. Коробко ORCID 0000-0002-1138-7701.

УДК 631.331.922

ПОКРАЩЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ БУНКЕРА ПРОТРУЮВАЧА НАСІННЯ

О. М. Вечера

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція автора: vecheraoleg@nubip.edu.ua.

Історія статті: отримано – червень 2020, акцептовано – жовтень 2020.

Бібл. 15, рис. 2, табл. 0.

Анотація. Розглянуто питання вдосконалення конструкції бункера протруювача насіння. В результаті проведених досліджень запропоновано покращення продуктивності бункера за рахунок запропонованої зміни форми та визначення необхідних параметрів для покращення продуктивності бункера в протруювачах насіння. Запропоноване вдосконалення дозволяє підвищити продуктивність бункера - дозатора насіння сільськогосподарських культур незалежно від висоти заповнення ним бункера та зернистих матеріалів в інших галузях, зменшення металоємкості і габаритів відповідних машин, у яких застосовуються такі бункери.

Ключові слова: бункер, гіперболоїдальний, тертя, тиск, рівномірність.

Постановка проблеми

У різних виробництвах поширені операції вантаження-розвантаження сипких зернистих матеріалів в технологічні і транспортуючі пристрої. Невід'ємною частиною устаткування для таких операцій є різного роду бункери, що встановлюються в місцях сполучення основного, транспортуючого і допоміжного устаткування. Окрім цього бункери застосовуються для зберігання різних матеріалів, а також для їх об'ємного і вагового дозування, наприклад, як у протруювачах насіння.

Сипкі зерністі матеріали дуже різноманітні по своєму гранулометричному складу, щільності, вологості і іншим фізико-механічним властивостям і по здатності витікання з бункерів. При роботі з вологими, липкими, такими, що злежуються матеріалами дуже часті випадки порушення та нестабільності роботи бункерів, що полягають в утворенні зведень над випускним отвором бункера, внаслідок чого витікання матеріалу частково або повністю припиняється. Іншою причиною порушення нормальної роботи бункерів є утворення пасивних зон, коли витікання матеріалу відбувається тільки із зони, розташованої над випускним отвором (трубоутворювання), що істотно зменшує продуктивність, стабільність і корисну ємність бункера.

Дозатори, що поєднують дозування насіння з розподіленням та формуванням його потоку потрібної щільності внаслідок гальмівної дії розподільних пристроїв значно зменшують потенційну продуктивність протруювача. Тому потрібно вивчати та вдосконалювати конструкцію бункеру за допомогою оптимальної зміни його конструктивних параметрів, особливо при використанні проточного дозатора, щоб забезпечити рівномірне неперервне дозування насіння сільськогосподарських культур незалежно від висоти заповнення ним бункера аж до повного його спорожнення.

Аналіз останніх досліджень

Результати досліджень процесу висипання сипких матеріалів із місткостей (бункерів) свідчать, що геометричні характеристики місткостей і дозувальних пристроїв (отворів) та їх співвідношення, а також рівень заповнення місткостей суттєво впливають на продуктивність та рівномірність дозування сипких матеріалів проточними дозаторами об'ємного типу. Аналіз дозувальних пристроїв серійних протруювачів свідчить, що в їх конструкціях ці закономірності не враховуються. Продуктивність дозаторів з пасивними розподільниками насіння визначається площею живого перетину кільцевого отвору випускної горловини бункера та конструктивними параметрами розподільника насіння. Продуктивність дозаторів з активними розподільниками залежить від частоти обертання розподільника та його конструкції (диск або конус), а дозаторів протруювачів інерційно-фрикційного типу [1], у яких робочий орган одночасно є активним розподільником насіння – ще й від конструктивних параметрів бокової поверхні робочого органа та конструкції дозатора.

Найбільш повно фізична сутність процесу висипання зерна через отвори в місткостях вивчалися В. М. Атомяном [2] та Г. М. Бузенковим і С. А. Ма [3], яким вдалося картину висипання насіння обґрунтувати напрямками і швидкостями руху насіння в кожній зоні [2] і взаємним розміщенням частинок сипкого матеріалу в місткості та силами тиску сипких матеріалів на дно і стінки місткості [3] та утворенням

склепіння. Причиною утворення склепіння з часточок є заклинювання їх силами внутрішнього тертя по лінії їх укладки. Чим менший коефіцієнт внутрішнього тертя і чим більший діаметр отвору, тим склепіння менш стійке і тому утворення його можливе лише у випадку висипання сипкого матеріалу через отвори малого діаметра. Висота отвору при постійному діаметрі не впливає на витрату сипкого матеріалу [3].

Робочі процеси сучасних протруювачів насіння неперервної дії включають неперервне і рівномірне дозування насіння і робочої рідини - пестициду, оскільки вони є необхідною передумовою рівномірної обробки насіння препаратом, а отже і досягнення високої ефективності протруювання [7].

Згідно з результатами досліджень [2-4] вплив умов витікання насіння з бункера на продуктивність та рівномірність потоку визначається конструктивними параметрами бункера, випускного отвору, висотою заповнення бункера насінням, а також його фізико-механічними властивостями.

Дослідженню впливу поступальних вертикальних коливань на закони виділення присвячена робота [6] та інші [8-15].

Мета досліджень

Здобуття якісної оцінки впливу конструктивних параметрів бункерів на динаміку руху зернистого матеріалу, тобто вивчення впливу форми бункерів, (особливо з зустрічним конусом, як у протруювачів насіння інерційно-фрикційного типу) на їх продуктивність.

Результати досліджень

Суттєвим резервом з підвищення ефективності та забезпечення безперебійної роботи бункерів є їх конструктивні параметри, узгоджені з закономірностями витікання з них зернистих матеріалів, особливо з бункерів складних форм, що дозволяє поставити та вирішити важливу практичну задачу – визначити форму бункера, який має найбільшу продуктивність.

В цьому випадку необхідно вид функції площі перетину $F=F(x)$ вибрати такою, щоб максимальна витрата кожного слідуючого (більш вузького) перетину дорівнювала граничній витраті попереднього перетину.

В результаті задача зводиться до пошуку форми бункера, гранична продуктивність якого буде однаковою у всіх перетинах, враховуючи конструктивні особливості бункера-дозатора протруювачів. У випадку використання активних розподільників (як правило, обертових дисків або конусів) гальмівний опір висипання насіння з випускної горловини бункера ці розподільники створюють внаслідок накопичення в зоні під випускною горловиною шару насіння, що не евакуується з цієї зони активними розподільниками. В цьому випадку причиною зменшення потенційної продуктивності дозатора є неузгодженість конструктивних параметрів дозатора

та режимів роботи активного розподільника і випускної горловини [5]. З метою прискорення евакуації насіння із зони сходу його з розподільника в деяких протруювачах насіння (наприклад ПНУ-4) застосовують додаткові конструктивні елементи – активатори.

Дві основні задачі динаміки зернистих матеріалів (закони витікання і закони розподілу тисків на дно і стінки силосів і бункерів) розглядалися в [5] в припущенні існування досить великих коефіцієнтів внутрішнього і зовнішнього тертя зерен. Тим часом, кут зовнішнього тертя зерен об стінку бункера і кут внутрішнього тертя зерен у різних сипучих матеріалів змінюються в широких межах, а можуть бути й малими. Можна уявити собі і такий зернистий матеріал, між зернами якого є рідина, наприклад, масляна плівка. У статиці такий матеріал буде вести себе так, як ніби сили зовнішнього і внутрішнього тертя практично відсутні.

В кінцічному бункері з радіусом вихідного отвору r_1 та кутом нахилу твірних до вісі конуса $\beta_1 = \arctg b_1$ (рис. 1) вставлений корпус дозуючого пристрою з радіусом основи r_2 ($r_2 < r_1$) та кутом $\alpha = \arctg b_2$. Визначаємо граничну швидкість витікання.

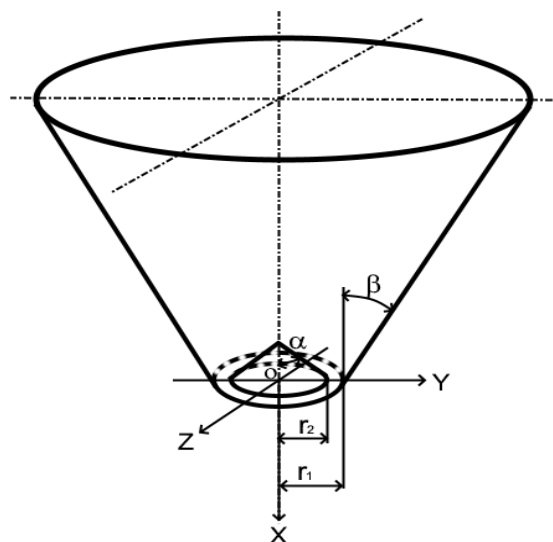


Рис. 1. Бункер з зустрічним конусом.

Fig. 1. Hopper with a counter cone.

Площу поточного поперечного перерізу бункера з абсцисою x знаходимо як різницю площ двох кіл:

$$F = \pi[(r_1 - b_1 x)^2 - (r_2 + b_2 x)^2], \quad (1)$$

її похідна:

$$F' = -2\pi[b_1(r_1 - b_1 x) + b_2(r_2 + b_2 x)]. \quad (2)$$

У дослідженні пропускної спроможності різних перерізів бункера в даному випадку немає необхідності, оскільки очевидно що найменшу пропускну спроможність має кільцевий отвір з абсцисою $x = 0$. Поклавши $x = 0$ у формулах F та F' визначимо параметри отвору:

$$F_0 = \pi(r_1^2 - r_2^2); F'_0 = -2\pi(b_1 r_1 + b_2 r_2). \quad (3)$$

Після чого вираховуємо граничну швидкість по формулі [6]:

$$V_{ip} = \sqrt{-\frac{gF_0}{F_0'}}. \quad (4)$$

Отримуємо:

$$V_{ep} = \sqrt{\frac{g(r_1^2 - r_2^2)}{2(b_1 r_1 + b_2 r_2)}}. \quad (5)$$

В окремих випадках:

- при відсутності зустрічного конуса ($b_2=0, r_2=0$)

$$V_{ep} = \sqrt{\frac{gr_1}{2b_1}}. \quad (6)$$

- у зовнішній циліндр вставлений зустрічний циліндр ($b_2=0, r_2 \neq 0$):

$$V_{ep} = \sqrt{\frac{g(r_1^2 - r_2^2)}{2b_1 r_1}}, \quad (7)$$

- у зовнішній циліндр вставлений зустрічний конус ($b_2=0, r_1 > r_2$):

$$V_{ep} = \sqrt{\frac{g(r_1^2 - r_2^2)}{2b_2 r_2}}. \quad (8)$$

У випадку, коли бункер має форму однопорожнинного гіперboloїда обертання з радіусом горловини у її найвужчій частині r і верхнім радіусом R (рис. 2) знайдемо пропускну спроможність.

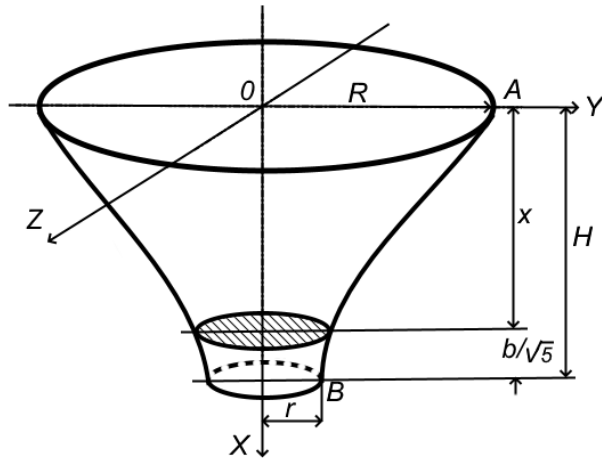


Рис. 2. Бункер гіперboloїдальний.

Fig. 2. Hyperboloid bunker.

Рівняння гіперболи (кривої), центр якої зміщений по осі абсцис на відстань H , запишемо у вигляді:

$$\frac{y^2}{r^2} - \frac{(x-H)^2}{b^2} = 1 \quad (9)$$

Тут b - уявна піввісь гіперболи, яка може бути знайдена з умови проходження кривої (119) через точку $A(O;R)$.

Отримаємо:

$$b = \frac{rH}{\sqrt{R^2 - r^2}}. \quad (10)$$

Площу поточного поперечного перерізу гіперboloїда вчислимо по формулі:

$$F = \pi y^2 = \pi r^2 \left[1 + \frac{(x-H)^2}{b^2} \right]. \quad (11)$$

Відповідно:

$$F' = \frac{2\pi r^2}{b^2} (x-H); \quad F'' = \frac{2\pi r^2}{b^2} \quad (12)$$

Підставивши значення, P' і P'' в рівняння (III), определяющее абсцису розривного перерізу, прийдемо до квадратного рівняння відносно x , яке має два корені:

$$x = H \pm \frac{b}{\sqrt{5}}. \quad (13)$$

Корінь, що відповідає знаку "+", знаходиться за межами робочої частини бункера, - в частині гіперboloїда, що розширюється, - і має бути відкинтий. Отже:

$$x_p = H - \frac{b}{\sqrt{5}}; \quad F(x_p) = \frac{6}{5} \pi r^2, \quad (14)$$

$$F'_p = F'(x_p) = -\frac{2\pi r^2}{b\sqrt{5}}. \quad (15)$$

Гранична витрата гіперboloїдального бункера, відповідно до відомих формул визначення пропускну здатності бункера [6], може бути записана у вигляді:

$$q_{ep} = \frac{6}{5\sqrt{5}} \pi r^2 \sqrt{3bg}. \quad (16)$$

А з врахуванням значення b :

$$q_{ep} = \frac{6\pi r^2 \sqrt{3rgH}}{5\sqrt{5}(R^2 - r^2)}. \quad (17)$$

Порівняємо продуктивності q^r і q^k гіперboloїдального і конічного бункерів в припущенні, що вони мають однакові геометричні параметри r, R і H .

Продуктивність конічного бункера:

$$q^k = \pi r^2 \sqrt{\frac{gr}{2b}} = \pi r^2 \sqrt{\frac{grH}{2(R-r)}}. \quad (18)$$

Так, як у конуса:

$$b = tg \alpha = \frac{R-r}{H}. \quad (19)$$

Відношення продуктивностей λ визначається:

$$\lambda = \frac{q^e}{q^k} = \frac{6\sqrt{6}}{5\sqrt{5}} \sqrt{\frac{1-\delta}{1+\delta}} = f(\delta), \quad (20)$$

де $\delta=r/R$.

В результаті досліджень із знайденої формули (20) можливо зробити висновки, що при малих значеннях δ гіперboloїдальні бункери продуктивніші ніж конічні.

При $\delta \rightarrow 0, \lambda \rightarrow \frac{6\sqrt{6}}{5\sqrt{5}} \approx 1,97$ - гіперboloїдальний

бункер може бути майже вдвічі продуктивніше конічного.

Зі збільшенням δ величина λ зменшується та при

$\delta = \frac{6^6 - 5^5}{6^6 + 5^5} \approx 0,875$ продуктивності обох бункерів

однакові, а при $\delta > 0,875$ конічний бункер більш продуктивний, ніж гіперболоїдальний.

Але застосування бункерів з параметром $\delta > 0,875$ практично не доцільно. Отже, при проектуванні бункерних пристроїв необхідно враховувати, що в усіх реальних випадках гіперболоїдний бункер продуктивніший ніж конічний.

В протруювачах інерційно-фрикційного типу, які поєднують дозування, розподілення і обробку насіння рідкими пестицидами одним робочим органом, використовують конічний бункер з конічним розподільником (дозатором) в середині бункера, який використовується в модифікованих конструкціях протруювачів типу ПНУ-4, ПНУ-10 [4] продуктивність дозатора визначають ті ж фактори, що й в інших проточних дозаторів з активними розподільниками, велике значення мають параметри бокової конічної поверхні робочого органу [2, 3]. Узгодження дії усіх цих факторів з обов'язковим врахуванням характеристик насіння, що дозується і обробляється, забезпечує надійну роботу протруювача в цілому, яка, очевидно, можлива у випадку, коли насіння з достатньою швидкістю буде рухатися вгору по твірній конічного робочого органу.

Висновки

1. В результаті досліджень із знайденої формули (20) можливо зробити висновки, що при малих значеннях δ гіперболоїдальні бункери продуктивніші ніж конічні. При $\delta \rightarrow 0$, $\lambda \rightarrow \frac{6\sqrt{6}}{5\sqrt{5}} \approx 1,97$ - гіперболоїдальний бункер може бути майже вдвічі продуктивніший конічного.

2. Зі збільшенням δ величина λ зменшується та при $\delta = \frac{6^6 - 5^5}{6^6 + 5^5} \approx 0,875$ продуктивності обох бункерів однакові, а при $\delta > 0,875$ конічний бункер більш продуктивний, ніж гіперболоїдальний.

3. Але застосування бункерів з параметром $\delta > 0,875$ практично не доцільно. Отже, при проектуванні бункерних пристроїв необхідно враховувати, що в усіх реальних випадках гіперболоїдний бункер продуктивніший ніж конічний.

Список літератури

1. Тимошенко С. П., Ратушний В. В., Стибель І. В., Мазур Д. М. Обґрунтування, розробка і дослідження універсального процесу нанесення захисних препаратів на насіння сільськогосподарських культур. Механізація та електрифікація сільськогосподарства. Глевах: 2002. Вип. 86. С. 114-121.
2. Атомян В. М. Свободное истечение и высев семян зерновыми сеялками. Ереван: Из-во Главного управления с.х. науки МСХ Армянской ССР, 1960, 138 с.
3. Бузенков Г. М., Ма С. А. Машины для посева сельскохозяйственных культур. Москва. Машиностроение, 1976. 271 с.
4. Тимошенко С. П., Вечера О. М., Тимошенко С. І. Спосіб обробки насіння рідкими препаратами. Патент № 96498 A01C 1/08, 2006/01, п.10/11/2011, бюл.№21.
5. Тимошенко С. П., Михайленко М. А. Разработать рабочие органы протравливателей семян и обосновать их оптимальные параметры. Раздел №2 Отчета по теме №4 НИР УНИИМЭСХ, Глевах: 1978, 77 с.
6. Гячев Л. В. Основы теории бункеров. Новосибирск: Изд-во Новосиб. ун-та, 1992. 309 с.
7. Тримбач С. П., Вечера О. М. Сучасний стан та перспективи розвитку машин для протруювання насіння с.-г. культур. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин, 2011. Вип. 41. С. 406-413.
8. 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.
9. 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.
10. 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>.
11. 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.
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. Loveikin V., Romasevych Y., Shymko L., Ohienko M., Duczmal W., Potwora W., Titova L., Rogovskii I. Agrotechnics and optimal control of cranes and hoisting machines: monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 2020. 164 p.
14. Zagurskiy O., Ohienko M., Pokusa T., Zagurska S., Pokusa F., Titova L., Rogovskii I. Study of efficiency of transport processes of supply chains management under uncertainty. Monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 2020. 162 p.
15. Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Rosamaha Yu. O., Blesnyuk O. V., Ohienko M. M., Ohienko 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. Timoshenko S. P., Ratushnyy V. V., Stibel' I. V., Mazur D. M. (2002). Substantiation, development and research of the universal process of application of protective drugs on crop seeds. *Mechanization and electrification of agriculture*. Glevaha. 86. 114-121.
2. Atomyan V. M. (1960). Free flow and sowing of seeds with grain seeders. Yerevan: From the Main Department of Agriculture Science Ministry of Agriculture of the Armenian SSR 138.
3. Buzenkov M., Ma S. A. (1976). Sowing machines for agricultural crops. Moscow. *Mashinostroyeniye*. 271.
4. Timoshenko S. P., Vechera A. N., Timoshenko S. I. Method of treating seeds with liquid preparations. Patent № 96498 A01S 1/08, 2006/01, p.10 / 11/2011, byul.№21.
5. Timoshenko S. P., Mikhaylenko M. A. (1978). To develop the working bodies of seed treaters and substantiate their optimal parameters. Section No. 2 of the Report on topic No. 4 of research work of UNIIMESH, Glevakha, 77.
6. Gyachev L. V. (1992). Fundamentals of bunker theory. Novosibirsk: Novosibirsk Publishing House. un- ta. 309.
7. Trimbach S. P., Vechera O. M. (2011). Current state and prospects of development of machines for seed treatment of agricultural cultures. Design, manufacture and operation of agricultural machinery. 41. 406-413.
8. 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.
9. 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.
10. 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>.
11. 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.
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. 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.
14. 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.
15. 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.

УЛУЧШЕНИЕ КАЧЕСТВА РАБОТЫ БУНКЕРА-ДОЗАТОРА ПРОТРАВЛИВАТЕЛЯ СЕМЯН

О. Н. Вечера

Аннотация. Рассмотрены вопросы совершенствования конструкции бункера протравливателя семян. В результате проведенных исследований предложено улучшение производительности бункера за счет предлагаемой формы и определены необходимые параметры для улучшения производительности бункера в протравливателях семян. Предложенное усовершенствование позволяет повысить производительность бункера-дозатора семян сельскохозяйственных культур независимо от высоты заполнения им бункера и зернистых материалов в других отраслях, уменьшение металлоемкости и габаритов соответствующих машин, в которых применяются такие бункеры.

Ключевые слова: бункер, гиперболида, трение, давление, равномерность.

IMPROVEMENT OF QUALITY OF WORK OF SEED TREATER BUNKER-DISPENSER

O. M. Vechera

Abstract. The issues of improving the design of the seed treater hopper are considered. As a result of the research carried out, it was proposed to improve the productivity of the hopper due to the proposed shape and determined the necessary parameters to improve the productivity of the hopper in seed treaters. The proposed improvement makes it possible to increase the productivity of the bunker-metering seeds of agricultural crops, regardless of the filling height of the bunker and granular materials in other industries, reducing the metal consumption and dimensions of the corresponding machines in which such bins are used.

Key words: bunker, hyperboloidal, friction, pressure, uniformity.

O. M. Vechera ORCID 0000-0002-8828-7119.

УДК 631.312

ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ЧАСТИНКИ ПО ЗОВНІШНІЙ ПОВЕРХНІ ЦИЛІНДРА ПІД ЧАС ЙОГО ПОСТУПАЛЬНИХ КОЛИВАНЬ В ГОРИЗОНТАЛЬНИХ ПЛОЩИНАХ

Т. М. Волина, С. Ф. Пилипака

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 131 – прикладна механіка.

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

Історія статті: отримано – серпень 2020, акцептовано – жовтень 2020.

Бібл. 7, рис. 5, табл. 0.

Анотація. У статті складено диференціальні рівняння відносного переміщення частинки по зовнішній поверхні похилого циліндра, який здійснює коливальний рух. Усі точки циліндра описують кола в горизонтальних площинах. Рівняння розв'язано чисельними методами і побудовано траєкторії відносного руху частинки по поверхні циліндра. Наведено графіки інших кінематичних характеристик у функції часу. Розглянуто часткові випадки, коли вісь циліндра розташована горизонтально або під кутом тертя до горизонтальної площини.

Ключові слова: відносний рух, похилий циліндр, зовнішня поверхня, частинка, диференціальні рівняння, кінематичні параметри.

Постановка проблеми

У праці [1] зазначено, що похила площина є універсальним конструктивним елементом багатьох сільськогосподарських машин. По площині, що коливається, у процесі обробки переміщується технологічний матеріал. Найбільш дослідженим є рух частинок по горизонтальній площині, яка здійснює коливальний прямолінійний або коловий рух. Для похилої площини дослідження в основному ведуться при її прямолінійних зворотно-поступальних коливаннях в різних напрямках по відношенню до лінії найбільшого нахилу [1]. Цікавим з пізнавальної точки зору є рух частинок по циліндричній поверхні, оскільки при великому радіусі циліндра обмежена ділянка його поверхні, де відбувається відносний рух, буде близькою до площини. Відповідно і траєкторії відносного руху в такому випадку мають бути подібними для площини і циліндра.

Аналіз останніх досліджень

Окрім фундаментальної монографії [1], в якій розглянуто прямолінійні зворотно-поступальні коливання, існують праці, присвячені криволінійним коливанням площини. Взагалі задача руху матеріальної частинки по площині, яка здійснює коловий колива-

льний рух, вперше була розв'язана М.Є. Жуковським в геометричній інтерпретації [2], узагальнена і поширена на випадки еліптичних коливань І.І. Блехманом [3, 4]. П.М. Василенко диференціальні рівняння руху частинки складав у проекціях на осі рухомої системи координат, жорстко прив'язаної до площини, що коливається, а І.І. Блехман - у проекціях на осі нерухомої системи координат. П.М. Заїка розглядав переміщення частинок по робочих площинах вібраційних зерноочисних машин [5]. Дослідження руху матеріальної частинки по шорсткій горизонтальній площині, яка здійснює горизонтальні поступальні коливання по різних кривих, розглянуто в праці [6]. У праці [7] вивчено рух частинок по похилій площині, всі точки якої описують еліпси.

Мета досліджень

Дослідити закономірності руху матеріальних частинок по зовнішній поверхні циліндра, який здійснює колові поступальні коливання в горизонтальних площинах, при різних кутах його нахилу.

Результати досліджень

Розташуємо верхню половину циліндра так, щоб його вісь була нахилена до горизонтальної площини під кутом β (рис. 1). Спочатку запишемо рівняння циліндра із горизонтальною віссю, якою є вісь OX :

$$X = u; \quad Y = R \cos \alpha; \quad Z = -R \sin \alpha. \quad (1)$$

де R – радіус циліндра;

α , u – незалежні змінні поверхні, де α – кут повороту точки циліндра навколо його осі; u – довжина прямолінійної твірної циліндра.

Повернемо циліндр (1) на кут β навколо осі OY . Параметричні рівняння повернутого циліндра запишуться:

$$\begin{aligned} X &= u \cos \beta + R \sin \beta \sin \alpha; \\ Y &= R \cos \alpha; \\ Z &= u \sin \beta - R \cos \beta \sin \alpha. \end{aligned} \quad (2)$$

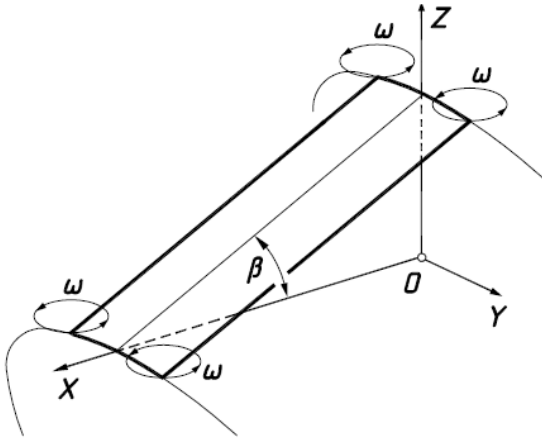


Рис. 1. Схема руху точок похилого циліндра по колах із кутовою швидкістю ω .

Fig. 1. The scheme of movement of the points of the inclined cylinder by circles with angular velocity ω .

Циліндр здійснює поступальні коливання таким чином, що всі його точки описують кола в горизонтальних площинах (на рис. 1 показані траєкторії переміщення чотирьох точок циліндра). Абсолютний рух частинки будемо розглядати по відношенню до нерухомої системи координат $OXYZ$. Якщо циліндр прив'язати до рухомої системи координат, то при коливанні циліндра осі рухомої і нерухомої систем весь час будуть паралельними. Це означає, що абсолютну траєкторію частинки можна записати як суму переносного руху циліндра, точки якого описують кола, і відносного руху точки по поверхні циліндра:

$$\begin{aligned} x &= x_r + x_e; \\ y &= y_r + y_e; \\ z &= z_r + z_e, \end{aligned} \quad (3)$$

де $x_e = x_e(t)$; $y_e = y_e(t)$; $z_e = z_e(t)$ – траєкторія переносного руху циліндра у функції часу t ;

$x_r = x_r(t)$; $y_r = y_r(t)$; $z_r = z_r(t)$ – траєкторія відносного руху частинки по поверхні циліндра у функції часу t .

Позначимо радіус кіл, по яких рухаються точки циліндра, через r . Тоді переносний рух точок циліндра буде описано рівняннями:

$$\begin{aligned} x_e &= r \cos \omega t; \\ y_e &= r \sin \omega t; \\ z_e &= h, \end{aligned} \quad (4)$$

де ω – кутова швидкість обертання точок циліндра по колах;

$h = \text{const}$ – висота точки циліндра по відношенню до початку координат.

По циліндру точка ковзатиме по певній траєкторії. Рівняння траєкторії можна отримати, якщо зв'язати між собою незалежні змінні α і u поверхні (2). Цей зв'язок запишемо через час t , тобто координати частинки на поверхні циліндра будуть функціями часу: $\alpha = \alpha(t)$ і $u = u(t)$. У такому випадку відносний рух частинки буде описано рівняннями:

$$\begin{aligned} x_r &= u \cos \beta + R \sin \beta \sin \alpha; \\ y_r &= R \cos \alpha; \\ z_r &= u \sin \beta - R \cos \beta \sin \alpha. \end{aligned} \quad (5)$$

Сумуючи переносний (4) і відносний (5) рухи за формулою (3), отримаємо рівняння абсолютної траєкторії частинки:

$$\begin{aligned} x &= u \cos \beta + R \sin \beta \sin \alpha + r \cos \omega t; \\ y &= R \cos \alpha + r \sin \omega t; \\ z &= u \sin \beta - R \cos \beta \sin \alpha + h. \end{aligned} \quad (6)$$

Залежності $\alpha = \alpha(t)$ і $u = u(t)$, які описують траєкторію відносного руху (ковзання частинки по поверхні циліндра), є невідомими функціями, які потрібно знайти. Після диференціювання рівнянь (6) по часу t знайдемо проекції абсолютної швидкості частинки:

$$\begin{aligned} x' &= -r\omega \sin \omega t + u' \cos \beta + R\alpha' \sin \beta \cos \alpha; \\ y' &= r\omega \cos \omega t - R\alpha' \sin \alpha; \\ z' &= u' \sin \beta - R\alpha' \cos \beta \cos \alpha. \end{aligned} \quad (7)$$

Диференціювання виразів (7) дасть проекції абсолютного прискорення:

$$\begin{aligned} x'' &= -r\omega^2 \cos \omega t - R\alpha'' \sin \beta \sin \alpha + \\ &+ u'' \cos \beta + R\alpha'' \sin \beta \cos \alpha; \\ y'' &= -r\omega^2 \sin \omega t - R\alpha'' \cos \alpha - R\alpha' \sin \alpha; \\ z'' &= R\alpha'' \cos \beta \sin \alpha + u'' \sin \beta - R\alpha' \cos \beta \cos \alpha. \end{aligned} \quad (8)$$

Складемо рівняння руху у вигляді $m\bar{w} = \bar{F}$, де m – маса частинки, $\bar{w}$ – вектор абсолютного прискорення, $\bar{F}$ – результуючий вектор прикладених до частинки сил. Такими силами є сила ваги mg ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$), реакція N поверхні циліндра та сила тертя fN при ковзанні частинки по поверхні циліндра (f – коефіцієнт тертя). Усі сили потрібно спроеціювати на осі системи координат $OXYZ$.

Сила ваги спрямована вниз, отже її проекції запишуться:

$$\{0; 0; -mg\}. \quad (9)$$

Реакція поверхні циліндра N спрямована по нормалі до нього і визначається із векторного добутку двох векторів, дотичних до координатних ліній циліндра. Проекціями цих векторів є частинні похідні рівнянь (2):

$$\begin{aligned} \frac{\partial X}{\partial \alpha} &= R \sin \beta \cos \alpha; \\ \frac{\partial Y}{\partial \alpha} &= -R \sin \alpha; \\ \frac{\partial Z}{\partial \alpha} &= -R \cos \beta \cos \alpha; \\ \frac{\partial X}{\partial u} &= \cos \beta; \\ \frac{\partial Y}{\partial u} &= 0; \\ \frac{\partial Z}{\partial u} &= \sin \beta. \end{aligned} \quad (10)$$

Векторне множення векторів (10) може дати два протилежно спрямованих вектори нормалі – або всередину циліндра, або на зовні від нього. Це залежить від заміни місцями векторів (10) у визначнику векторного добутку. Перший добуток відповідає руху частинки по внутрішній поверхні циліндра, а другий – по зовнішній. Із урахуванням цього знайдено вектор нормалі і приведено його до одиничного:

$$\{\sin \beta \sin \alpha; \cos \alpha; -\cos \beta \sin \alpha\}. \quad (11)$$

Оскільки сила тертя спрямована по дотичній до траєкторії відносного руху частинки в протилежну сторону, знайдемо проекції вектора дотичної. Вони визначаються першими похідними рівнянь (5):

$$\begin{aligned}x'_r &= u' \cos \beta + R \alpha' \sin \beta \cos \alpha; \\y'_r &= -R \alpha' \sin \alpha; \\z'_r &= u' \sin \beta - R \alpha' \cos \beta \cos \alpha.\end{aligned}\quad (12)$$

Геометрична сума складових (12) дасть величину швидкості ковзання частинки по поверхні циліндра у відносному русі:

$$V_r = \sqrt{x_r'^2 + y_r'^2 + z_r'^2} = \sqrt{u'^2 + R^2 \alpha'^2}. \quad (13)$$

Одиничний вектор дотичної в проекціях на осі системи $OXYZ$ одержимо діленням проекцій (12) на величину вектора (13):

$$\left\{ \begin{aligned} &\frac{u' \cos \beta + R \alpha' \sin \beta \cos \alpha}{\sqrt{u'^2 + R^2 \alpha'^2}}; \\ &\frac{-R \alpha' \sin \alpha}{\sqrt{u'^2 + R^2 \alpha'^2}}; \\ &\frac{u' \sin \beta - R \alpha' \cos \beta \cos \alpha}{\sqrt{u'^2 + R^2 \alpha'^2}} \end{aligned} \right\}. \quad (14)$$

Розпишемо векторне рівняння $m\vec{w} = \vec{F}$ в проекціях на осі системи координат, взявши до уваги, що сила тертя fN спрямована вздовж одиничного вектора (14) в протилежну від нього сторону:

$$\begin{aligned}mx'' &= N \sin \beta \sin \alpha - \\ &- fN \frac{u' \cos \beta + R \alpha' \sin \beta \cos \alpha}{\sqrt{u'^2 + R^2 \alpha'^2}}; \\ my'' &= N \cos \alpha - fN \frac{R \alpha' \sin \alpha}{\sqrt{u'^2 + R^2 \alpha'^2}}; \\ mz'' &= -mg - N \cos \beta \sin \alpha - \\ &- fN \frac{u' \sin \beta - R \alpha' \cos \beta \cos \alpha}{\sqrt{u'^2 + R^2 \alpha'^2}}.\end{aligned}\quad (15)$$

Підставимо в рівняння (15) другі похідні (проекції абсолютного прискорення) із (8) і отримаємо систему із трьох рівнянь:

$$\begin{aligned}m(-r\omega^2 \cos \omega t - R \alpha'^2 \sin \beta \sin \alpha + \\ + u'' \cos \beta + R \alpha'' \sin \beta \cos \alpha) &= \\ = N \sin \beta \sin \alpha - \\ - fN \frac{u' \cos \beta + R \alpha' \sin \beta \cos \alpha}{\sqrt{u'^2 + R^2 \alpha'^2}}; \\ m(-r\omega^2 \sin \omega t - R \alpha'^2 \cos \alpha - R \alpha'' \sin \alpha) &= \\ = N \cos \alpha - fN \frac{R \alpha' \sin \alpha}{\sqrt{u'^2 + R^2 \alpha'^2}}; \\ m(R \alpha'^2 \cos \beta \sin \alpha + u'' \sin \beta - R \alpha'' \cos \beta \cos \alpha) &= \\ = -mg - N \cos \beta \sin \alpha - \\ - fN \frac{u' \sin \beta - R \alpha' \cos \beta \cos \alpha}{\sqrt{u'^2 + R^2 \alpha'^2}}.\end{aligned}\quad (16)$$

До системи (16) входить три невідомі функції: $N=N(t)$, $u=u(t)$ і $\alpha=\alpha(t)$. Розв'язуючи її відносно N , u'' і α'' , отримаємо наступні вирази:

$$\begin{aligned}\alpha'' &= \frac{1}{R} [-r\omega^2 \sin \alpha \sin \omega t + (r\omega^2 \sin \beta \cos \omega t + \\ &+ g \cos \beta) \cos \alpha] + \frac{Af \alpha'}{\sqrt{u'^2 + R^2 \alpha'^2}}; \\ u'' &= r\omega^2 \cos \beta \cos \omega t - g \sin \beta + \frac{Af u'}{\sqrt{u'^2 + R^2 \alpha'^2}};\end{aligned}\quad (17)$$

$$N = -mA,$$

$$\text{де } A = R \alpha'^2 + g \cos \beta \sin \alpha + r \omega^2 (\cos \alpha \sin \omega t + \sin \beta \sin \alpha \cos \omega t).$$

Система (17) не може бути проінтегрована в аналітичному вигляді. Її потрібно розв'язувати чисельними методами. Знайшовши залежності $\alpha=\alpha(t)$ і $u=u(t)$ і підставивши їх у рівняння (2), ми одержимо відносну траєкторію руху частинки по поверхні циліндра, тобто траєкторію ковзання. Розглянемо окремі випадки.

Випадок перший. Кут $\beta=0$, тобто циліндр розташований так, що всі його прямолінійні твірні паралельні горизонтальній площині. Інтегрування системи (17) здійснювали при $r=0,05$ м, $R=5$ м. На рис. 2 побудовані відносні траєкторії частинки, яка попадає на поверхню циліндра біля його найвищої прямолінійної твірної. Коливальний рух частинки відбувається в напрямі, перпендикулярному твірним циліндра, тобто в напрямі лінії найбільшого нахилу. В залежності від точки попадання частинка рухається в одну або протилежну сторону, причому амплітуда коливань зростає. Як видно із рис. 2, відносний рух частинки дуже чутливий до частоти коливань: при зростанні ω з 10 с⁻¹ до 11 с⁻¹ довжина пройденого шляху суттєво зростає.

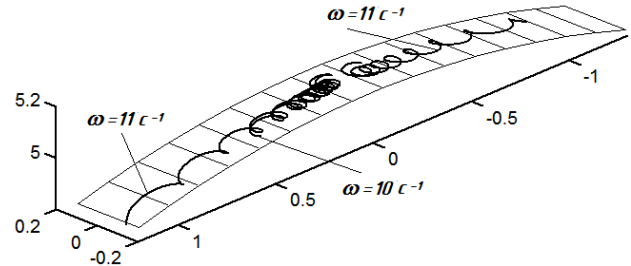


Рис. 2. Траєкторії відносного руху частинки по поверхні горизонтального циліндра, який здійснює коливальний рух протягом 5 с при $R=5$ м; $r=0,05$ м; $f=0,3$.

Fig. 2. Trajectories of relative movement of a particle on the surface of a horizontal cylinder, which performs oscillatory motion during 5 s at $R=5$ m; $r=0.05$ m; $f=0.3$.

Випадок другий. Циліндр нахилений під кутом β до горизонту і є нерухомим ($\omega=0$).

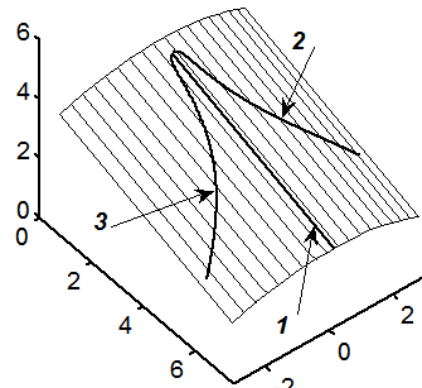


Рис. 3. Траєкторії руху частинки по нерухомому циліндру, нахиленому під кутом тертя ($R=5$ м; $f=0,3$; $\beta=\arctg f=16,3^\circ$).

Fig. 3. Trajectory of particle movement on a fixed cylinder, inclined at an angle of friction ($R=5$ m; $f=0.3$; $\beta=\arctg f=16.3^\circ$).

Коли кут β дорівнює куту тертя ($\beta = \arctg f$), то рух частинки залежить від початкових умов. Якщо їй надати початкову швидкість руху вздовж найвищої прямолинійної твірної циліндра, то вона із цією швидкістю і далі продовжуватиме рух по ній (траєкторія 1 на рис. 3). Чисельне інтегрування системи диференціальних рівнянь (17) дає цей результат. Якщо початкову швидкість надати в іншому напрямі, то траєкторія руху буде криволінійною і рух прискореним. На рис. 3 зображено ще дві траєкторії, які починаються зі спільної точки на верхній твірній циліндра. Початкова швидкість частинки, яка описала траєкторію 2, задавалася початковими значеннями сталих інтегрування $\alpha' = 0,2$ і $u' = 0$. Ці сталі задають величину швидкості в поперечному і поздовжньому напрямках в початковій точці. Траєкторія 3 побудована при $\alpha' = -0,15$ і $u' = 0,5$.

Якщо кут нахилу циліндра менший кута тертя, то існують ділянки на його поверхні, коли початкова швидкість зменшується до нуля, тобто частинка зупиняється або ж не починає рух із стану спокою.

Якщо кут нахилу циліндра більший кута тертя, то частинка починає розганятися з будь-якої точки поверхні незалежно від величини початкової швидкості.

Випадок третій. Циліндр нахилений під кутом β до горизонту і здійснює поступальні коливання.

При відсутності кута нахилу циліндра частинка ковзає по ньому, рухаючись в поперечному напрямі (рис. 2). Цей випадок також показано на горизонтальній проекції (рис. 4) при $\omega = 10 \text{ c}^{-1}$. Напрямок просування частинки в коливальному русі значною мірою залежить від кута нахилу β циліндра. Нахил циліндра всього на 1 градус суттєво відхиляє траєкторію руху частинки в сторону нахилу (на рис. 4 лінія нахилу найвищої твірної циліндра спрямована в сторону горизонтальної площини і позначена стрілкою). При збільшенні кута β напрям просування частинки в коливальному русі все більше наближається до верхньої твірної циліндра.

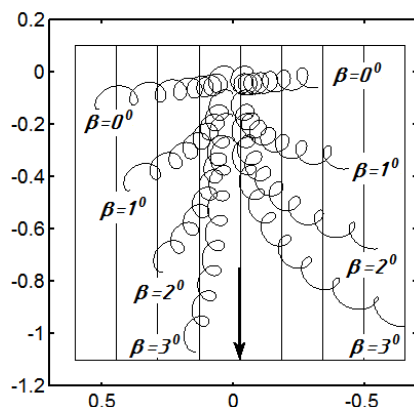


Рис. 4. Траєкторії відносного руху частинки по циліндру, нахиленому під різними кутами β ($R=5 \text{ м}$; $r=0,05 \text{ м}$; $f=0,3$; $\omega = 10 \text{ c}^{-1}$).

Fig. 4. Trajectories of relative particle movement on a cylinder, inclined at different angles β ($R=5 \text{ m}$; $r=0,05 \text{ m}$; $f=0,3$; $\omega = 10 \text{ s}^{-1}$).

З'ясуємо, як впливає на траєкторію відносного руху частинки коефіцієнт тертя f . На рис. 5 побудовані траєкторії для частинок із різним коефіцієнтом тертя. Було взято циліндр із радіусом $R=5 \text{ м}$ і кутом

його нахилу $\beta = 10^\circ$. Частота коливань ω становила 20 c^{-1} . На рис. 5,а побудовані траєкторії для частинок із різним коефіцієнтом тертя і з різними значеннями радіусів r кіл, які описують точки циліндра при його коливальному русі. Значення коефіцієнта тертя f брали в межах від 0,25 до 0,35. Ліворуч на рис. 5,а побудовані траєкторії для $r=0,02 \text{ м}$, які майже зливаються. Якщо ж радіус r коливань зменшити до $0,01 \text{ м}$, то траєкторії відносного руху частинок по мірі їх ковзання по поверхні циліндра віддаляються одна від одної на значну відстань. Ці траєкторії побудовані на рис. 5,а праворуч. Отже можна підібрати такі параметри циліндра і його коливань, які можуть забезпечити сепарування технологічного матеріалу в залежності від коефіцієнта тертя. На рис. 5,б зображено поверхню циліндра і траєкторії руху частинок по ньому при $r=0,02 \text{ м}$. Цифрами позначено траєкторії для частинок із різним коефіцієнтом тертя: 1 – $f=0,25$; 2 – $f=0,3$; 3 – $f=0,35$. Різниця L у відстані між крайніми точками у момент сходу частинок із обмеженого відсіку циліндра становить близько 1 м .

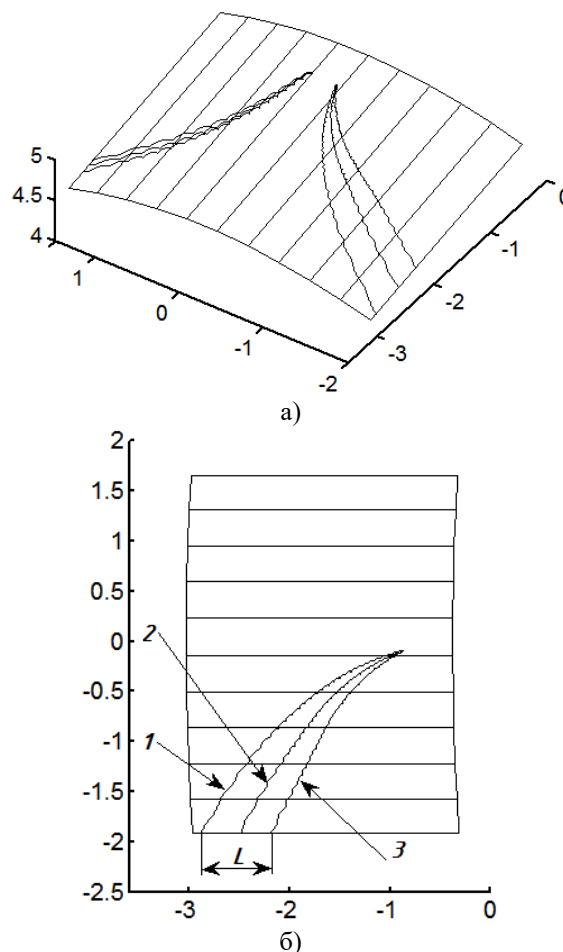


Рис. 5. Траєкторії відносного руху частинок з різними коефіцієнтами тертя по поверхні похилого циліндра ($R=5 \text{ м}$; $\beta=10^\circ$; $\omega = 20 \text{ c}^{-1}$): а) $r=0,02 \text{ м}$ (ліворуч) і $r=0,01 \text{ м}$ (праворуч); б) траєкторії на горизонтальній проекції.

Fig. 5. Trajectories of relative movement of particles with different coefficients of friction on the surface of an inclined cylinder ($R=5 \text{ m}$; $\beta=10^\circ$; $\omega = 20 \text{ s}^{-1}$): а) $r=0,02 \text{ m}$ (left) and $r=0,01 \text{ m}$ (right); б) trajectory on a horizontal plane of projections.

Висновки

1. При коливальному русі горизонтального циліндра частинка теж здійснює коливальний рух, пересуваючись по його зовнішній поверхні в поперечному напрямі по відношенню до прямолінійних твірних циліндра. При нахилі циліндра навіть на незначний кут траєкторія переміщення частинок суттєво змінюється, відхиляючись від поперечного напрямку в сторону нахилу циліндра. Частинки із різним коефіцієнтом тертя рухаються по різних траєкторіях, причому відстань між ними збільшується по мірі ковзання по поверхні. Це може бути використано для сепарації технологічного матеріалу за його фрикційними властивостями.

Список літератури

1. Василенко П. М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин. Киев: Изд-во Укр. акад. сельск. наук. 1960. 283 с.
2. Гортинский В. В., Демский А. Б., Борискин М. А. Процессы сепарирования на зерноперерабатывающих предприятиях. Москва. Колос. 1980. 304 с.
3. Блехман И. И., Джанелидзе Г. Ю. Вибрационное перемещение. Москва. Наука. 1964. 410 с.
4. Блехман И. И. Вибрационная механика. Москва. Физматлит. 1994. 400 с.
5. Заика П. М. Об одном семействе регулярных режимов движения частицы по колеблющейся плоскости вибративной зерноочистительной машины. Теория механизмов и машин. Харьков. Изд. ХГУ им. М. Горького. 1966. Вып. 1. С. 28-33.
6. Войтук Д. Г., Пилипака С. Ф. Дослідження руху матеріальної частинки по шорсткій площині, яка здійснює горизонтальні криволінійні поступальні коливання. Техніка АПК. 2004. № 10–11. С. 26-28.
7. Клендій М. Б., Пилипака С. Ф. Взаємодія похилої площини, всі точки якої при поступальному коливанні описують еліпси, із частинками матеріалу. Механізація та електрифікація сільського господарства. Міжвідомчий тематичний науковий збірник. 2013. Вип. 98. Т. 1. С. 574-587.

References

1. Vasilenko P. M. (1960). The theory of particle motion on rough surfaces of agricultural machines. Kyiv: Publishing house of Ukr. acad. rural sciences. 283.
2. Gortinskij V. V., Demskij A. B., Boriskin M. A. (1980). Separation processes at grain processing enterprises. Moscow. Kolos. 304.
3. Blehman I. I., Dzhanelidze G. Yu. (1964). Vibration displacement. Moscow. Science. 410.
4. Blehman I. I. (1994). Vibration mechanics. Moscow. Fizmatlit. 400.
5. Zaika P. M. (1966). About one family of regular modes of motion of a particle along an oscillating plane of a vibrating grain cleaning machine. The theory of mecha-

nisms and machines. Kharkiv. Publishing house of KSU named after M. Gorky. 1. 28-33.

6. Voytyuk D. G., Pylypaka S. F. (2004). Investigation of the motion of a material particle on a rough plane, which performs horizontal curvilinear translational oscillations. Agricultural machinery. 10(11). 26-28.

7. Klendij M. B., Pylypaka S. F. (2013). Interaction of an inclined plane, all points of which are described by ellipses with gradual oscillations, with particles of material. Mechanization and electrification of agriculture. Interdepartmental thematic scientific collection. 98(1). 574-587.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ЧАСТИЧКИ ПО ВНЕШНЕЙ ПОВЕРХНОСТИ ЦИЛИНДРА ПРИ ЕГО ПОСТУПАТЕЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЯХ В ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ПЛОСКОСТЯХ

Т. Н. Волина, С. Ф. Пилипака

Аннотация. В статье составлены дифференциальные уравнения относительного перемещения частицы по наружной поверхности наклонного цилиндра, который осуществляет колебательные движения. Все точки цилиндра описывают окружности в горизонтальных плоскостях. Уравнения решены численными методами и построены траектории относительного движения частицы по поверхности цилиндра. Приведены графики других кинематических характеристик в функции времени. Рассмотрены частные случаи, когда ось цилиндра расположена горизонтально или под углом трения в горизонтальной плоскости.

Ключевые слова: относительное движение, наклонный цилиндр, внешняя поверхность, частица, дифференциальные уравнения, кинематические параметры.

RESEARCH OF PARTICLE MOVEMENT ON CYLINDER OUTER SURFACE DURING ITS PROGRESSIVE OSCILLATIONS IN HORIZONTAL PLANES

T. M. Volina, S. F. Pylypaka

Abstract. The differential equations of relative movement of a particle on the external surface of the inclined cylinder which carries out oscillatory movement were received in the article. All points of the cylinder describe circles in horizontal planes. The equations were solved by numerical methods and the trajectories of the relative motion of the particle on the surface of the cylinder are constructed. Graphs of other kinematic characteristics as a function of time are given. Partial cases when the axis of the cylinder is located horizontally or at an angle of friction to the horizontal plane are considered.

Key words: relative motion, inclined cylinder, outer surface, particle, differential equations, kinematic parameters.

Т. М. Волина ORCID 0000-0001-8610-2208.

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

УДК 620.953:631.11

ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ДИГЕСТАТУ БІОГАЗОВИХ УСТАНОВОК

В. М. Поліщук¹, Д. А. Дерев'янко², С. А. Шворов¹, Є.О. Дворник¹, Т. С. Давиденко¹

¹Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

²Поліський національний університет, Україна.

Стаття з спеціальності: 162 – біотехнології та біоінженерія.

Кореспонденція авторів: polischuk.v.m@gmail.com; derevyanko.dmutro@gmail.com; sosdok@i.ua; davidenkotaras009@gmail.com.

Історія статті: отримано – серпень 2020, акцептовано – жовтень 2020.

Бібл. 35, рис. 0, табл. 1.

Анотація. Встановлено, що дигестат біогазових установок є цінним органічним добривом, яке швидко засвоюється рослинами, містить комплекс необхідних для росту рослин макро- та мікроелементів, має високий вміст легкодоступного азоту для рослин, має рівень рН, близький до нейтрального, та не містить життєздатного насіння бур'янів та патогенної мікрофлори. Вносити необроблений дигестат в ґрунт технічно складно, тому його попередньо розділяють на тверду і рідку фракції на сепараторах. Великою проблемою комерційного використання дигустату в Україні є відсутність його стандартизації. При внесенні дигестату на власні поля компанії, якій належить біогазова установка, стандартизація його якості не є критичною. Однак відсутність стандарту на дигестат як високоякісне органічне добриво суттєво обмежує його використання. Проведене визначення потреб в дигестаті для відновлення родючості ґрунту і підживлення сільськогосподарських культур в і із стадом 1000 голів ВРХ (500 голів дійних корів і 500 голів молодняку і нетелів) і з площею ріллі 1800 га. Встановлено, що для комерційного використання після внесення на поля залишається лише одна тонна дигестату, прибуток від продажу якої суттєво не впливає на рентабельність біогазового виробництва. Термін окупності біогазової установки при цьому становить 6,4 роки і залежить від собівартості виробництва біогазу. При комерційному використанні всього виробленого за рік дигестату термін окупності біогазової установки знижується до одного року і нижче і не залежить від собівартості виробництва біогазу, а вплив "зеленого" тарифу на термін окупності біогазової установки нівелюється.

Ключові слова: дигестат, рідка фракція, тверда фракція, біогаз, біогазова установка, косубстрат, субстрат, гній ВРХ, термін окупності, економічна ефективність.

Постановка проблеми

Використання відходів тваринництва є

найважливішою проблемою сучасності. Їх можна переробляти в енергетично цінний газ – біогаз, а відходи від виробництва біогазу використовувати в якості цінних органічних добрив. Відходи тваринництва добре піддаються анаеробному метановому зброджуванню, однак дають відносно невеликий вихід біогазу. Як зазначено в роботі [1], в сільськогосподарському підприємстві доцільно впроваджувати переробні виробництва, наприклад переробку молока на молокопродукти і виробництво крохмалю із картоплі, яка тут вирощується. Відходи цих переробних підприємств здатні повністю забезпечити біогазову установку високопродуктивними косубстратами, що дозволить отримати термін окупності біогазової установки на рівня 6,4 роки.

Разом із тим, не у всіх сільськогосподарських підприємствах є в наявності достатня кількість косубстратів, щоб цілорічно забезпечити ними біогазову установку. Тому в таких господарствах основним субстратом для зброджування в біогазовій установці є гній сільськогосподарських тварин (як правило, великої рогатої худоби або свиней, чи їх суміш). Однак вихід біогазу із цих субстратів без додавання косубстратів суттєво знижується, зменшуються прибутки господарства, а період окупності біогазової установки навіть із використанням "зеленого" тарифу може перевищувати 10 років. Тому в таких господарствах потрібно використовувати дигестат біогазових установок не лише для відновлення родючості ґрунту на полях господарства, а й для продажу населенню та в інші сільськогосподарські підприємства, що суттєво збільшить доходи від експлуатації біогазової установки, а отже і зменшить період її окупності.

Аналіз останніх досліджень

В дослідженні [2] дане визначення дигестату, згідно із яким це продукт біоконверсії органічних матеріалів у процесі метанового бродіння, в результаті чого комплексна органічна речовина

розпадається до більш простих органічних сполук, мінералізованих речовин, мікробної біомаси та біогазу. Внаслідок розпаду органічної речовини, процесів мінералізації та вивільнення біогазу, в порівнянні з вхідною сировиною, в утвореному дигестаті зменшується вміст сухої речовини, і відповідно підвищується вологість (може знаходитись в межах 92-99%, але, як правило, становить 94-96%) та знижується в'язкість. Збільшується на 10-70% вміст аміачного азоту (безпосередньо доступного для живлення рослин). Збільшення частки аміачного азоту залежить від його початкового вмісту в сировині – менший приріс в процесі бродіння характерний гною свиней та ВРХ, більший – харчовим відходам та рослинній сировині. Зменшується співвідношення C/N за рахунок вивільнення частини вуглецю з біогазом. Оптимальне для процесу метанового бродіння співвідношення C/N на рівні 20-30 вважається оптимальним також для біоценозу ґрунту. Зменшується вміст патогенної мікрофлори та життєздатного насіння бур'янів у результаті одночасного впливу температури (як правило 38-40°C) та кислотності в метантенку протягом тривалого часу (не менше 25-30 діб). Отже, дигестат має такі важливі для ґрунтів та агропромисловості характеристики: містить комплекс необхідних для росту рослин макро- та мікроелементів (N, P, K, S, Co, Mo, Zn, Fe, Mn тощо); має високий вміст легкодоступного азоту для рослин (60-80% вмісту азоту загального); має збалансований склад C/N (20-30); має рівень pH, близький до нейтрального (6,5-8,0); не містить (мінімальний вміст) життєздатного насіння бур'янів та патогенної мікрофлори (за умови дотримання необхідної тривалості та температури процесу).

Так, в роботах [3], [4] вказано, що шлам біогазових виробництв завдяки високому вмісту поживних речовин (N, P, K) може бути використаний в якості органічного добрива для сільськогосподарських земель. В праці [5, с. 27] пояснений механізм утворення такого якісного органічного добрива в процесі метанового зброджування відходів, згідно із яким в процесі бродіння аміак виділяється з органічних азотистих сполук і разом з сполуками фосфору і калію, наявними в субстраті та такими, що утворюються в результаті розкладання, перетворює перероджену масу в багате поживними речовинами органічне добриво. Крім того, залежно від ступеня зброджування, зменшується вміст вуглецю порівнянні з його вмістом у вихідному субстраті. Обумовлене цим зменшення співвідношення C/N виявляється сприятливим при використанні шламу в якості добрива. Під час метанового розкладання органічних речовин відбувається розклад органічних з'єднань, відповідальних за наявність неприємних запахів в початковому субстраті. Тому шлам біогазових виробництв, як правило, такого запаху, який характерний для початкового продукту до його метанового зародження.

Ступінь розкладання органічних речовин (біоконверсія) безпідстилкового гною залежить від експозиції. Максимальна ступінь біоконверсії

органічної речовини 53% (технічне зброджування) досягається лише при довгостроковій експозиції і на практиці не використовується. Кращі органічні добрива при метановому зброджуванні в мезофільному режимі отримуються при ступені біоконверсії органічної речовини 30-33%. Для досягнення такого рівня біоконверсії органічної маси в проточних реакторах повного змішування необхідна експозиція 20-22 діб [6, с. 19]. При цьому слід мати на увазі, що в установках безперервної і квазібезперервної дії частина субстрату може вийти з установки в не переробленому вигляді [5, с. 28]. В установках періодичної дії середня тривалість бродіння сировини при психрофільному температурному режимі становить від 30-40 і більше діб, при мезофільному режимі – в межах 10-20 діб, при термофільному – в межах 5-10 діб [7, с. 24].

В дослідженні [8] вказується, що найпростішим способом застосування «сирого» дигестату в якості органічного добрива є його внесення на поля без попередньої обробки. Однак, така практика має певний ряд обмежень та недоліків, а тому не набула значного поширення. Біогазові установки, як правило, працюють протягом року безперервно, що зумовлює потребу у накопиченні дигестату в період між його осіннім та весняним внесеннями в якості органічного добрива на поля. Таке зберігання найдешевше здійснювати у негерметичних відкритих резервуарах (лагунах), що часто і відбувається в господарствах. Однак при тривалому зберіганні дигестату у відкритих лагунах відбувається осідання твердих часток та їх накопичення на дні лагуни. При цьому в процесі метанового бродіння розкладається не більше 50% органічних речовин, тому збільшення маси нерозкладених органічних речовин при тривалому зберіганні дигестату в лагуні також збільшуються викиди в атмосферу парникового газу метану (до 10% його потенціалу у сировині). Також, зважаючи на досить значний вміст крупних органічних часток в «сирому» дигестаті, існують обмеження при внесенні його в ґрунт, фактично лишаючи місце лише розливу або поверхневому розбризкуванню. При цьому втрачається суттєва частина легкодоступного для рослин азоту, а також можуть поширюватись на значні відстані неприємні запахи. Тому в більшості випадків необхідною є попередня обробка «сирого» дигестату, яка на більшості біогазових установок обмежується розділенням його в сепараторах, переважно шнекового типу, на дві фракції: рідку та тверду. Рідка фракція збагачена калієм та азотом і містить 1-8% сухих речовин, тверда фракція збагачена фосфором та вуглецем і містить 20-40% сухої речовини. Менш поширені інші способи переробки дигестату, в результаті яких отримують висушену тверду фракцію дигестату, гранули з дигестату, сульфат амонію, N-збіднений дигестат, аміачну воду тощо.

В роботі [9] стверджується, що тверду фракцію дигестату або компостують з іншими органічними відходами, або застосовують для приготування ґрунтів. Так, в роботі [10] відзначається, що дигестат є хорошим органічним добривом, але його якість може бути покращена шляхом розділення на фракції

або компостування, а в роботі [11] вказано, що поширеною технологією є сепарація твердої та рідкої середовищем з використанням гвинтових сепараторів і декантерних центрифуг; подальші обробки і технології можуть застосовуватися для стабілізації твердої фракції або подальшої переробки рідкої фракції. В роботі [12] проведено дослідження використання твердої фракції шламу біогазових виробництв для подальшого компостування, яке для знищення патогенної мікрофлори певний час проводилось при температурі 70°C. Загальний час компостування становив 51 добу. В праці стверджується, що компостування твердої фракції може вирішити питання використання дигестату. В роботі [13] проаналізована можливість використання залишків після виробництва біогазу в якості органічних добрив. Дослідження проводились без сепарації та після розділення на тверду і рідку фракції. Відзначається, що особливо негативний вплив на тестовані організми тоді було відзначено для рідкої фази після сепарації. У багатьох випадках дигестат без поділу також надавав несприятливий вплив на тестовані організми. Рідка фаза після поділу і нерозділені матеріали викликали гальмування росту коренів *L. sativum* і *S. alba* на рівні 17,42-100% і 30,5-100% відповідно, а також інгібування розмноження *F. candida* в діапазоні від 68,89% до 100%. У більшості випадків екотоксикологічний ефект не спостерігався для твердої фази для тестованих організмів. Тверда фаза після поділу виявляла найбільш сприятливі властивості. В роботі [14], окрім дослідження виробництва біогазу, також проводилось дослідження використання дигестату після зброджування стічних вод пивоварного заводу. Встановлена висока концентрації поживних речовин: азоту – 3,2-4, 2%, фосфору – 1,9-3,2%, калію – 0,95-0,96%. Реакція такого органічного добрива, отримана після зброджування залишків коньячного виробництва, – лужна (рН 7,2-7,8), як зазначено в [15], що робить його особливо корисним для кислих ґрунтів. У порівнянні з добривом, одержаним із гною звичайним способом, урожайність збільшується на 10-15%. Продаж таких добрив на зовнішньому ринку дозволяє довести окупність капіталовкладень у біогазову установку до двох років. У статті [16] пропонувалось використовувати дигестат від зброджування залишків виробництва лікєро-горілчаної продукції (післяспиртової барди) як органічне азотне добриво. Польовий експеримент проводився на весняно-літніх сортах салату. Було встановлено, що використання дигестату в якості органічних азотних добрив не здійснює негативного впливу на ріст рослин, зберігаючи якісні аспекти без змін. Вміст нітратів був нижчим від найжорсткіших обмежень, встановлених регламентом ЄС. У роботі [17] було зроблено висновок, що при використанні дигестату в якості органічних добрив при вирощуванні пшениці, він був багатим поживними речовинами і низьким вмістом важких металів і патогенів, і не впливав на викиди метану і вуглекислого газу при внесенні на ґрунт, оброблений пшеницею, але збільшував викид діоксиду азоту. Ефективність використання дигестату після зброджування гною великої рогатої худоби

порівняно з ефективністю використання комерційних органічних і мінеральних добрив при вирощуванні сафлору досліджувалось в роботі [18]. Була встановлена більш висока врожайність сафлору при використанні дигестату. Порівняння ефективності застосування біошламу органічних побутових відходів, компосту і курячого посліду при вирощуванні цибулі-порейо було проведено в роботі [19]. Обидва експерименти були проведені на чотирьох типах ґрунту (пісок, два типи суглинків і глина). Після 168 днів інкубації неорганічного азоту від загального азоту становив 40-60% для дигестату, 15% для компосту і 20-30% для курячого посліду. Тільки при використанні курячого посліду чиста азотна мінералізація була досягнута в усіх чотирьох ґрунтах в кінці інкубації. Рослинами цибулі-порейо було використано від 5% до 20% азоту дигестату, 1% азоту компосту N і 6% азоту курячого посліду. Внесення дигестату анаеробного зброджування відходів обробки тунця та твердих побутових відходів при вирощуванні кукурудзи на острові Тутуйла (Американське Самоа) викликало збільшення врожаю прямо пропорційно до збільшення норми внесення [20]. В роботі [21] порівнювався вплив дигестату і мінеральних добрив на урожайність кормових культур: люцерни і грятисці збірної. Було встановлено, що при вирощуванні люцерни не було виявлено суттєвої різниці сумарної сухої ваги рослин при використанні вказаних добрив, тоді як середня продуктивність грятисці збірної при внесенні шламу біогазових виробництв була вищою, в перший рік на 41,3%, а в другий рік – на 23,0%. В роботі [22] вивчався вплив дигестату на врожайність рослин, поглинання азоту, мікробну біомасу ґрунту, ґрунтові гриби і кореневі мікроорганізми при культивуванні італійського райграсу. Було встановлено, що внесення в якості органічного добрива твердої фракції дигестату збільшили середню загальну надземну рослинну біомасу на 66%, несепарованого дигестату – на 35% порівняно з контролем без внесення добрив. Середнє значення поглинання азоту рослинами збільшилася при використанні твердої фракції дигестату на 166%, несепарованого – на 65% порівняно з вирощуванням італійського райграсу без удобрення. Вплив застосування відсепарованої твердої фракції і невідсепарованого дигестату на ґрунтові мікробні показники було аналогічним, за винятком нижньої біомаси грибів. На відміну від твердої фракції дигестату, невідсепарований дигестат значно збільшував мікробну біомасу ґрунту (приблизно на 25%) порівняно з контролем без внесення добрив. В роботі [23] розглядалось застосування компосту і дигестату в якості потенційних альтернативних органічних джерел азоту, які можуть використовуватися без негативного впливу на властивості ґрунту. Найвищий рівень використання азоту був виявлений в варіантах, де були застосовані сумісне внесення дигестату (150 кг/га N) і компосту (150 кг/га N), що на 20% вище в порівнянні з варіантом контролю (без добрив) і 35% – з варіантом внесення мінерального азоту. В роботі зроблений висновок, що застосування дигестату здійснило позитивний вплив на розвиток біомаси

рослин, а застосування компосту – на підвищення родючості ґрунтів.

Результати досліджень використання рідкої фракції дигестату для живлення рослин при вирощуванні цибулі на перо в ґрунті описані в роботі [24], а в умовах гідропоніки – в роботі [25]. Встановлено, що найбільша врожайність спостерігається при підживленні сумішшю рідкої фракції дигестату з водою концентрацією 1:500. При збільшенні концентрації рідкої фракції дигестату та підживленні рослин водним розчином мінеральних добрив врожайність дещо зменшується. Підживлення рослин концентрованою рідкою фракцією дигестату призводить до часткової загибелі рослин і зниження врожаю. При підживленні рослин чистою водою врожайність цибулі на перо порівняно із варіантом підживлення рослин сумішшю рідкої фракції дигестату з водою концентрацією 1:500 знижується наполовину. Вміст нітратів в цибулі на перо не перевищує ГДК при щоденному підживленні рослин сумішшю рідкої фракції дигестату з водою концентрацією 1:100-1:500. При збільшенні концентрації рідкої фракції дигестату понад 1:50 вміст нітратів в рослинах перевищує ГДК.

Дигестат біогазових установок, попри цінність в якості джерела комплексу мікро- та макроелементів, органічного вуглецю, потрібних для росту рослин, володіє і рядом особливостей, які обмежують його застосування та комерціалізацію. Основною особливістю, яка знижує конкурентоздатність дигестату, є мінливість його фізико-хімічних властивостей, що зумовлюється комбінацією різних факторів: мінливістю складу вхідної сировини та обсягу її внесення в метантенк, складністю контролю біохімічних процесів, які відбуваються при анаеробному бродінні, постферментаційна (залишкова) хімічна та біологічна активність утвореного дигестату. Під час внесення дигестату на власні поля компанії, якій належить біогазова установка, стандартизація його якості не є критичною, хоча б і дозволила здійснювати якісніше управління станом ґрунтів, а отже, і врожайністю сільськогосподарських культур. Для вільного обігу продукти з дигестату необхідно стандартизувати. Це дозволить підвищити конкурентоздатність дигестату на ринку добрив, розширити перелік груп споживачів та ринкових ніш. Однак в українському законодавстві не сформульовано ані узагальненого поняття «дигестат», яке б охоплювало всі потоки дигестату, який утворений із сировини тваринного та рослинного походження, ні вимог щодо стандартизації дигестату чи продуктів із нього. Зважаючи на поступове збільшення щорічних обсягів утворення в Україні дигестату (в 2019 р. – близько 2 млн. т) та необхідність сприяння комерціалізації та вільному обігу, питання стандартизації якості дигестату і продуктів з нього потребує швидкого вирішення на національному рівні. Зважаючи на рух України до поступової гармонізації законодавства з ЄС, доцільно було б гармонізувати також і питання, які пов'язані і стандартизацією якості дигестату. В країнах ЄС якість дигестату можна підтвердити відповідними сертифікатами. В останні 25 років у

певних країнах ЄС були впроваджені схеми забезпечення якості продуктів з дигестату та компосту (в Італії – CIC, Німеччині – BGK, Бельгії – Vlaso, Австрії – KBVÖ). На загальноєвропейському рівні існує схема добровільної сертифікації дигестату та компосту ECN-QAS [26]. Навіть в нашого найближчого сусіда – Російської Федерації, впроваджений стандарт на рідкий дигестат [27], завдяки чому він являє собою повноцінний комерційний продукт [28-35].

Мета досліджень

Мета дослідження – встановлення ефективності доцільності використання дигестату в комерційних цілях заради підвищення рентабельності біогазових установок.

Результати досліджень

В роботі [1] проведено дослідження ефективності виробництва біогазу в сільськогосподарських підприємствах на прикладі модельного господарства із стадом 1000 голів ВРХ (500 голів дійних корів і 500 голів молодняку і нетелів) з використанням в якості ко субстрату відходів виробництва крохмалю і молокопереробки. Основний прибуток біогазова установка в цьому дослідженні отримує від продажу електроенергії, отриманої від спалювання біогазу в когенераційній установці, за "зеленим" тарифом. Термін окупності біогазової установки при зброджуванні гною ВРХ з використанням ко субстратів знижується до 6,4 років, однак від близький до граничного, при якому інвестиції в спорудження нової установки вважаються нерентабельними. Вироблений дигестат при цьому майже повністю вноситься на поля господарства для відновлення родючості ґрунту і підживлення сільськогосподарських рослин. Це дає можливість вирощувати екологічно чисту продукцію, вартість якої значно вища від продукції, отриманої із використанням мінеральних добрив.

Отже, норма внесення свіжого гною становить 30-40 т/га (в середньому 30 т/га). Більш високих норм внесення зазвичай вимагають овочеві і силосні культури. Норма внесення компосту – 15-30 т/га під озимі, 20-40 т/га – під овочі і коренеплоди. В нашому випадку для відновлення родючості ґрунту планується внесення перебродженого гною – твердої фракції дигестату, для підживлення рослин – рідкої фракції дигестату.

Для відновлення родючості виснажених ґрунтів мінімальна доза твердих видів дигестату становить 0,5 кг/м² [27], або 0,5·10000=5000 кг/га, або 5 т/га. Для відновлення родючості 960+500+368+12=1800 га ріллі потрібно 1800·5=9000 т твердого дигестату.

Із ферми гній ВРХ поступає вологістю 87% [28]. В метантенку вологість субстрату шляхом додавання води або рідкого дигестату доводиться до 92%. Після вивантаження із біогазової установки дигестат на сепараторі розділяється на тверду фракцію вологістю

близько 60% [29, с. 158] і рідку фракцію.

Розрахунок кількості відтиснутого на сепараторі твердого і рідкого дигестату проводиться за формулами:

– рідкого дигестату:

$$m_{\text{рід.диг}} = \frac{m_{\text{с}} \cdot (W_{\text{поч}} - W_{\text{кін}})}{(100 - W_{\text{кін}})}, \quad (1)$$

– твердого дигестату:

$$m_{\text{тв.диг}} = m_{\text{с}} - m_{\text{рід.диг}}, \quad (2)$$

де $m_{\text{с}}$ – маса гною, т/добу; $m_{\text{тв.диг}}$ – маса твердого дигестату, т/добу; $m_{\text{рід.диг}}$ – маса дигестату, т/добу; $W_{\text{поч}}$ – початкова відносна вологість субстрату (92%); $W_{\text{кін}}$ – кінцева відносна вологість твердого біошламу (60%).

Кількість відтиснутого на сепараторі твердого і рідкого дигестату після зброджування субстрату на основі гною ВРХ з додаванням косубстратів наведена в табл. 1.

Таблиця 1. Кількість відтиснутого на сепараторі твердого і рідкого дигестату після зброджування субстрату на основі гною ВРХ з додаванням косубстратів.

Table 1. The amount of solid and liquid digestate pressed on the separator after fermentation of the substrate based on cattle manure with the addition of co-substrates.

Показник	Значення
Добове завантаження субстрату, всього, т/добу, із них	58,8
– гною, т/добу	40,0
Маса рідкого дигестату, т/добу	32,0
Маса твердого дигестату (вологість 60%), т/добу	8,0
Маса рідкого дигестату, т/рік	10880
Маса твердого дигестату, т/рік	2720

В біогазовій установці за рік виробляється 2720 т твердого дигестату, який при нормі внесення 5 т/га може забезпечити органічним добривом 2720/5=544 га ріллі. Недолік органічного добрива буде компенсуватись приорюванням соломи і стебел кукурудзи. В Європі рекомендується для органічного добрива на полі залишати не менше 60% від всього врожаю соломи і стебел кукурудзи. Тобто потрібна солома для 1800-544=1256 га ріллі.

Для унеможливлення утворення токсичних з'єднань в процесі розкладання соломи, а також погіршення умов азотного живлення рослин при закріпленні ґрунтового азоту мікроорганізмами солома вноситься разом з мінеральними добривами або твердим чи рідким гноем.

Норма внесення соломи ярих – 2-3 т/га, озимих – 3-5 т/га [30]. Оскільки разом із соломою вноситься також і твердий дигестат, приймаємо меншу норму внесення соломи в якості добрива – 3 т/га. На 1 т соломи вноситься 10-20 кг мінерального азоту [31, с. 434]. В аміачній селітрі міститься 34,5% мінерального азоту. Тобто, на 1 т соломи потрібно внести (10...20)·1,345=13,45...26,9 кг аміачної селітри. Для внесення на площі 1256 га потрібно 3·1256=3770 т соломи чи стебел кукурудзи і 3·(0,01345...0,0269)·1256=50,68...101,34 т аміачної селітри. При вартості аміачної селітри 9352 грн./т затрати будуть становити 479-955 тис. грн.

Для підживлення рослин в період вегетації рекомендується один раз на місяць в період вегетації навколо рослин або в міжряддя вносити рідкий дигестат в дозі 0,5 кг/м² [27], або 0,5·10000=5000 кг/га, або 5 т/га. На 1800 га сільськогосподарських культур для одноразового підживлення потрібно 1800·5=9000 т дигестату. На частині орних земель можна провести дворазове підживлення 10880-9000=1880 т дигестату, а саме на 1880/5=376 га. На решті 1800-376=1424 га підживлення проводиться мінеральними добривами, наприклад, КАС. Для

другого підживлення норма внесення КАС-28 становить до 20 кг N/га. Тобто, на 1424 га потрібно внести 1424·20=28480 кг азоту. В добриві КАС-28 міститься 28% азоту. Отже, на 1424 га с.-г. угідь потрібно внести 28,48·100/20=102 т КАС. Вартість КАС-28 становить 7300 грн./т. Отже, затрати на закупівлю рідких мінеральних добрив становитимуть 7300·1424=10 400 000 грн.

Невелику кількість дигестату (близько 1 т) можна із успіхом продати населенню при умові реклами його ефективності і прийняття державного стандарту на використання дигестату. Ціна рідкого дигестату в Російській Федерації становить 300 руб. за 5 л, або 60 руб./л., що при курсі 2,33 – 60/2,33=25,8 грн./л(кг), або 25800 грн./т. За умови продажу 1 т рідкого дигестату прибуток може становити 25800 грн.

Якщо ж всю фракцію рідкого дигестату (10880 т) пустити на продаж (за умови його стандартизації і сертифікації), замінивши її рідкими мінеральними добривами, то річні грошові надходження при цьому становитимуть 10880·25800=280 704 000 грн. Враховуючи річні грошові надходження від продажу електроенергії в сумі 39 533 219 грн. без "зеленого" тарифу і 63 234 267 грн. із "зеленим" тарифом та собівартість біогазу – 15 416 612 грн. [1], прибуток від продажу рідкої фракції дигестату становитиме: 280 704 000+63 234 267-15 416 612=328 521 655 грн. із "зеленим тарифом", 280704000+39533219-15416612=304820607 грн. без "зеленого" тарифу. При капіталовкладеннях в біогазову установку 307016667 грн. [1] її термін окупності навіть без використання "зеленого" тарифу знизиться до 304820607/307016667=1,0 року, а з його використанням – до 304820607/328521655=0,94 роки. Тобто, рентабельність біогазових установок при продажу виробленого дигестату суттєво зростає, а вплив "зеленого" тарифу на термін окупності біогазової установки нівелюється.

Висновки

1. Використання дигестату в комерційних цілях для продажу в якості високоефективного органічного добрива сприяє суттєвому покращенню рентабельності біогазових установок, при цьому їх термін окупності знижується до одного року і нижче і відповідає необхідності в використанні "зеленого" тарифу. Однак для цього в Україні на державному рівні необхідно здійснити стандартизацію дигестату біогазових установок.

Список літератури

1. Поліщук В. М., Шворов С. А., Дерев'янка Д. А., Давиденко Т. С. Ефективність виробництва біогазу в сільськогосподарських підприємствах. *Machinery & Energetics*. 2020, Vol. 11, No 2. С. 21-27. doi: 10.31548/machenergy.2020.02.021-027.
2. Кучерук П. Що таке дигестат? Матеріали із сайту Біоенергетичної асоціації України UABIO [Електронний ресурс]. URL: <https://saf.org.ua/news/984/> (дата доступу: 11.11.2020).
3. Mirel I., Isacu M., Bakos M. Harnessing the untapped renewable energy potential of the organic loads of urban wastewater. *International Multidisciplinary Scientific GeoConference-SGEM*. 2012. Vol. IV. P. 515-522. doi:10.1109/iembs.2011.6090487.
4. Tambone F., Scaglia B., D'Imporzano G., Schievano A., Orzi V., Salati S., Adani F. Assessing amendment and fertilizing properties of digestates from anaerobic digestion through a comparative study with digested sludge and compost. *Chemosphere*. 2010. Vol. 81, Issue 8. P. 577-583. doi: 10.1016/j.chemosphere.2010.08.034.
5. Баадед В., Доне Е., Бренндерфер М. Биогаз: теория и практика. Москва. Колос, 1982. 148 с.
6. Використання біомаси на енергетичні потреби в сільському господарстві. Біогазові технології. Дослідницьке: УкрНДПБТ імені Леоніда Погорілого, 2008. 72 с.
7. Веденев А. Г., Маслов А. Н. Строительство биогазовых установок: краткое руководство. Бишкек: Евро, 2006. 28 с.
8. Кучерук П. Обробка дигестату та похідні продукти з нього. Матеріали із сайту Біоенергетичної асоціації України UABIO [Електронний ресурс]. URL: <https://saf.org.ua/news/1017/> (дата доступу: 11.11.2020).
9. Иовик Л. Н. Оспользование сброженного отхода биогазовой установки в качестве органического удобрения (аналитический обзор). *Почвоведение и агрохимия*. 2015. №1(54). С. 230-237.
10. Bayle S., Cariou S., Despres J.-F., Chaignaud M., Cadiere A., Martinez C., Roig B., Fanlo J.-L. Biological and Chemical Atmospheric Emissions of the Biogas Industry. *Chemical Engineering Transactions*. 2016. Vol. 54. P. 295-300. doi: 10.3303/CET1654050.
11. Al Seadi T., Drosq B., Fuchs W., Rutz D., Janssen R. Biogas digestate quality and utilization. *Biogas handbook: science, production and applications*. 2013. Vol. 5. P. 267-301. doi: 10.1533/9780857097415.2.267.
12. Czekala W., Dach J., Dong R., Janczak D., Malinska K., Jozwiakowski K., Smurzynska A., Cieslik M. Composting potential of the solid fraction of digested pulp produced by a biogas plant. *Biosystems engineering*. 2017. Vol. 160. P. 25-29. doi: 10.1016/j.biosystemseng.2017.05.003.
13. Stefaniuk M., Bartmiski P., Rozylo K., Debicki R., Oleszczuk P. Ecotoxicological assessment of residues from different biogas production plants used as fertilizer for soil. *Journal of hazardous materials*. 2015. Vol. 298. P. 195-202. doi: 10.1016/j.jhazmat.2015.05.026.
14. Pecharaply A., Parkpian P., Annachhatre A. P., Jugsujinda A. Influence of anaerobic co-digestion of sewage and brewery sludges on biogas production and sludge quality. *Journal of environmental science and health part a-toxic/hazardous substances & environmental engineering*. 2007. Vol. 42, Iss. 7. P. 911-923. doi: 10.1080/10934520701369818.
15. Шевченко Р. І. Екологізація коньячного виробництва на основі еколого-енергетичного аналізу. *Екологічна безпека*. 2008. №2. С. 102-105.
16. Pampillon-Gonzalez L., Luna-Guid M., Ruiz-Valdiviezo V., Franco-Hernandez O., Fernandez-Luqueno F., Paredes-Lopez O., Hernandez G., Dendooven L. Greenhouse Gas Emissions and Growth of Wheat Cultivated in Soil Amended with Digestate from Biogas Production. *Pedosphere*. 2017. Vol. 27, Issue 2. P. 318-327. doi: 10.1016/S1002-0160(17)60319-9.
17. Kocar G. Anaerobic digesters: from waste to energy crops as an alternative energy source. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*. 2008. Vol. 30. P. 660-669. doi: 10.1080/00908310600628404.
18. Bâth B., Rämert B. Organic Household Wastes as a Nitrogen Source in Leek Production. *Acta Agriculturae Scandinavica, Section B – Soil & Plant Science*. 1999. Vol. 49, Issue 2. P. 201-208. doi: 10.1080/713782027.
19. Rivard C. J., Rodriguez J. B., Nagle N. J., Self J. R., Kay B. D., Soltanpour P. N., Nieves R. A. Anaerobic digestion of municipal solid waste. *Applied Biochemistry and Biotechnology*. 1995. Vol. 51. P. 125-135. doi: 10.1007/BF02933417.
20. Montemurro F., Canali S., Convertini G., Vitti C. Anaerobic digestates application on fodder crops: effects on plant and soil. *Agrochimica*. 2008. Vol. 52. P. 297-312.
21. Wentzel S., Joergensen R. G. Effects of biogas and raw slurries on grass growth and soil microbial indices. *Journal of plant nutrition and soil science*. 2016. Vol. 179, Iss. 2. P. 215-222. doi: 10.1002/jpln.201400544.
22. Simeckova J., Elbl J., Kintl A. Changes in content of soil mineral nitrogen and utilization of mineral nitrogen by soil microorganisms due to application of different fertilizers.: 23rd International PhD Students Conference (MendelNet), 9-10 November, 2016, Mendel Univ Brno, Fac AgriSciences, Brno, Czech Republic. *Proceedings of International PHD students Conference*. 2016. P. 486-491.
23. Romaniuk W., Polishchuk V., Marczyk 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*. 2018. Vol. 22, № 1. P. 105-125.

doi: 10.1515/agriceng-2018-0010.

25. Дубровін В. О., Коломієць Ю. В., Таргоня В. С. Вплив ферментованої гнойової біомаси на вегетацію овочевих культур у закритому ґрунті. Агробіологія. 2011. Вип. 6 (86). С. 99-103.

26. Кучерук П. Стандартизація якості та сертифікація продуктів з дигестату. Матеріали із сайту Біоенергетичної асоціації України UABIO [Електронний ресурс]. URL: <https://saf.org.ua/news/1029/> (дата доступу: 11.11.2020).

27. ГОСТ 33380-2015: Удобрения органические. Эффлюент. Технические условия. [Действителен от 2017-01-01]. Москва. Стандартинформ, 2016. 15 с. (Межгосударственный стандарт).

28. Поліщук В. М., Дубровін В. О., Драгнєв С. В., Лободко М. М., Дубровіна О. В. Процеси та апарати біотехнологічних виробництв. Ч. 2. Визначення виходу гнойової біомаси при утриманні худоби і птиці: методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з дисциплін "Процеси та апарати біотехнологічних виробництв" для студентів сільськогосподарських вищих навчальних закладів 3-4 рівнів акредитації освітньо-кваліфікаційного рівня „Магістр” зі спеціальності 8.10010203 “Механізація сільського господарства”. Київ. АграрМедіаГруп, 2013. 20 с.

29. Поліщук В. М. Процеси та обладнання біотехнологічного виробництва газових біопалив: навч. посібник. Київ. НУБіП України, 2015. 244 с.

30. Пимонов К. И. Как при севе озимой пшеницы рассчитать дозу удобрений для того, чтобы находящаяся на поле солома не повлияла на развитие растений, может нужно добавить азотных удобрений при севе. Материалы из сайта РусьАгроЮг [Электронный ресурс]. URL: <http://rusagroug.ru/consultations/288> (дата доступа: 04.12.2018).

31. Минеев В. Г. Агрохимия: учебник. 2-е изд., перераб. и доп. Москва. Изд-во МГУ, Изд-во КолосС, 2004. 720 с.

32. 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. Bucharest. Vol. 56. No 3. P. 185-192.

33. Rogovskii I., Titova L., Trokhaniak V., Trokhaniak O., Stepanenko S. Experimental study in a pneumatic microbioculture separator with apparatus camera. Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Series II: Forestry, Wood Industry, Agricultural Food Engineering, 2019. Vol. 12 (1). P. 117-128.

34. 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.

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

References

1. Polishchuk V. M., Shvorov S. A., Derevianko D. A., Davydenko T. S. (2020). Efficiency of producing biogas in agricultural enterprises. Machinery & Energetics. 11 (2), 21-27. doi: 10.31548/machenergy.2020.02.021-027.

2. Kucheruk P. What is a digestate? Materials from the site of the Bioenergy Association of Ukraine UABIO [Electronic resource]. URL: <https://saf.org.ua/news/984/> (access date: 11.11.2020).

3. Mirel I., Isacu M., Bakos M. (2012). Harnessing the untapped renewable energy potential of the organic loads of urban wastewater. International Multidisciplinary Scientific GeoConference-SGEM. IV. 515-522. doi:10.1109/iembs.2011.6090487.

4. Tambone F., Scaglia B., D'Imporzano G., Schievano A., Orzi V., Salati S., Adani F. (2010). Assessing amendment and fertilizing properties of digestates from anaerobic digestion through a comparative study with digested sludge and compost. Chemosphere. 81 (8). 577-583. doi: 10.1016/j.chemosphere.2010.08.034.

5. Baader V., Done E., Brennderfer M. (1982). Biogas: theory and practice. Moscow. Kolos, 148.

6. Use of biomass for energy needs in agriculture. Biogas technologies (2008). Research: UkrNDIPVT them. L. Pogorily, 72.

7. Vedenev A. G., Maslov A. N. (2006). Building biogas plants: a short guide. Bishkek: Euro, 28.

8. Kucheruk P. Processing of digestate and its derivatives. Materials from the site of the Bioenergy Association of Ukraine UABIO [Electronic resource]. URL: <https://saf.org.ua/news/1017/> (access date: 11.11.2020).

9. Iovik L. N. (2015.) Use of fermented waste from a biogas plant as organic fertilizer (analytical review). Soil science and agrochemistry. 1 (54). 230-237.

10. Bayle S., Cariou S., Despres J.-F., Chaignaud M., Cadriere A., Martinez C., Roig B., Fanlo J.-L. (2016). Biological and Chemical Atmospheric Emissions of the Biogas Industry. Chemical Engineering Transactions. 54. 295-300. doi: 10.3303/CET1654050.

11. Al Seadi T., Drosig B., Fuchs W., Rutz D., Janssen R. (2013). Biogas digestate quality and utilization. Biogas handbook: science, production and applications. 5. 267-301. doi: 10.1533/9780857097415.2.267.

12. Czekala W., Dach J., Dong R., Janczak D., Malinska K., Jozwiakowski K., Smurzynska A., Cieslik M. (2017). Composting potential of the solid fraction of digested pulp produced by a biogas plant. Biosystems engineering. 160. 25-29. doi: 10.1016/j.biosystemseng.2017.05.003.

13. Stefaniuk M., Bartmiski P., Rozylo K., Debicki R., Oleszczuk P. (2015). Ecotoxicological assessment of residues from different biogas production plants used as fertilizer for soil. Journal of hazardous materials. 298. 195-202. doi: 10.1016/j.jhazmat.2015.05.026.

14. Pecharaply A., Parkpian P., Annachhatre A. P., Jugsujinda A. (2007). Influence of anaerobic co-digestion of sewage and brewery sludges on biogas production and sludge quality. Journal of environmental science and

health part a-toxic/hazardous substances & environmental engineering. 42 (7). 911-923. doi: 10.1080/10934520701369818.

15. *Shevchenko R. I.* (2008). Ecologization of cognac production on the basis of ecological and energy analysis. *Ecological safety*. 2. 102-105.

17. *Pampillon-Gonzalez L., Luna-Guid M., Ruiz-Valdiviezo V., Franco-Hernandez O., Fernandez-Luqueno F., Paredes-Lopez O., Hernandez G., Dendooven L.* (2017). Greenhouse Gas Emissions and Growth of Wheat Cultivated in Soil Amended with Digestate from Biogas Production. *Pedosphere*. 27 (2). 318-327. doi: 10.1016/S1002-0160(17)60319-9.

18. *Kocar G.* (2008). Anaerobic digesters: from waste to energy crops as an alternative energy source. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*. 30. 660-669. doi: 10.1080/00908310600628404.

19. *Båth B., Rämert B.* (1999). Organic Household Wastes as a Nitrogen Source in Leek Production. *Acta Agriculturae Scandinavica, Section B – Soil & Plant Science*. 49 (2). 201-208. doi: 10.1080/713782027.

20. *Rivard C. J., Rodriguez J. B., Nagle N. J., Self J. R., Kay B. D., Soltanpour P. N., Nieves R. A.* (1995). Anaerobic digestion of municipal solid waste. *Applied Biochemistry and Biotechnology*. 51. 125-135. doi: 10.1007/BF02933417.

21. *Montemurro F., Canali S., Convertini G., Vitti C.* (2008). Anaerobic digestates application on fodder crops: effects on plant and soil. *Agrochimica*. 52. 297-312.

22. *Wentzel S., Joergensen R. G.* (2016). Effects of biogas and raw slurries on grass growth and soil microbial indices. *Journal of plant nutrition and soil science*. 179 (2). 215-222. doi: 10.1002/jpln.201400544.

23. *Simeckova J., Elbl J., Kintl A.* (2016). Changes in content of soil mineral nitrogen and utilization of mineral nitrogen by soil microorganisms due to application of different fertilizers.: 23rd International PhD Students Conference (MendelNet), 9-10 November, 2016, Mendel Univ Brno, Fac AgriSciences, Brno, Czech Republic. *Proceedings of International PHD students Conference*. 486-491.

24. *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*. 22 (1). 105-125. doi: 10.1515/agriceng-2018-0010.

25. *Dubrovin V. O., Kolomiets Y. V., Targonya V. S.* (2011). Influence of fermented manure biomass on vegetation of vegetable crops in closed soil. *Agrobiology*. 6 (86). 99-103.

26. *Kucheruk P.* Quality standardization and certification of digestate products. Materials from the site of the Bioenergy Association of Ukraine UABIO [Electronic resource]. URL: <https://saf.org.ua/news/1029/> (access date: 11.11.2020).

27. Organic fertilizers. Effluent. Technical conditions. (2016). GOST 33380-2015 from 1d January 2017. Moscow: Standardinform.

28. *Polishchuk V. M., Dubrovin V. O., Dragnev S. V., Lobodko M. M., Dubrovina O. V.* (2013). Processes and devices of biotechnological productions. Part 2.

Determination of manure biomass yield in livestock and poultry: guidelines for laboratory work in the disciplines "Processes and apparatus of biotechnological production" for students of agricultural universities 3-4 levels of accreditation educational qualification level "Master" in the specialty 8.10010203 "Mechanization of agriculture". Kyiv: AgrarMediaGroup, 20.

29. *Polishchuk V. M.* (2015). Processes and equipment of biotechnological production of gaseous biofuels: textbook. manual. Kyiv. NULES of Ukraine. 244.

30. *Pimonov K. I.* How to calculate the dose of fertilizers when sowing winter wheat so that the straw in the field does not affect the development of plants, it may be necessary to add nitrogen fertilizers when sowing. Materials from the site RusAgroYug [Electronic resource]. URL: <http://rusagroug.ru/consultations/288> (access date: 04.12.2018).

31. *Mineev V. G.* (2004). Agrochemistry. Moscow: Moscow State University Publishing House, KolosS Publishing House. 720.

32. *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.

33. *Rogovskii I., Titova L., Trokhaniak V., Trokhaniak O., Stepanenko S.* (2019). Experimental study in a pneumatic microbioculture separator with apparatus camera. *Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Series II: Forestry, Wood Industry, Agricultural Food Engineering*. 12(1). 117-128.

34. *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.

35. *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.

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ДИГЕСТАТА БИОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК

*В. Н. Полищук, Д. А. Дерев'янка, С. А. Шворов,
Е. А. Дворник, Т. С. Давиденко*

Аннотация. Установлено, что дигестат биогazовых установок является ценным органическим удобрением, которое быстро усваивается растениями, содержит комплекс необходимых для роста растений макро- и микроэлементов, имеет высокое содержание легкодоступного азота для растений, имеет уровень pH, близкий к нейтральному, и не содержит жизнеспособных семян сорняков и патогенной микрофлоры. Вносить необработанный дигестат в почву технически сложно, поэтому его предварительно разделяют на твердую и жидкую фракции на сепараторах. Большой проблемой коммерческого использования дигестата в Украине

является отсутствие его стандартизации. При внесении дигестата на собственные поля компании, которой принадлежит биогазовая установка, стандартизация его качества не является критической. Однако отсутствие стандарта на дигестат как высококачественное органическое удобрение существенно ограничивает его использование. Проведено определение потребностей в дигестате для восстановления плодородия почвы и подкормки сельскохозяйственных культур в хозяйстве со стадом 1000 голов КРС (500 голов дойных коров и 500 голов молодняка и нетелей) и с площадью пашни 1800 га. Установлено, что для коммерческого использования после внесения на поля остается только одна тонна дигестата, прибыль от продажи которого существенно не влияет на рентабельность биогазового производства. Срок окупаемости биогазовой установки при этом составляет 6,4 года и зависит от себестоимости производства биогаза. При коммерческом использовании всего произведенного за год дигестата срок окупаемости биогазовой установки снижается до одного года и ниже и не зависит от себестоимости производства биогаза, а влияние «зеленого» тарифа на срок окупаемости биогазовой установки нивелируется.

Ключевые слова: дигестат, жидкая фракция, твердая фракция, биогаз, биогазовая установка, ко-субстрат, субстрат, навоз КРС, срок окупаемости, экономическая эффективность.

production, and the impact of the "green" tariff on the payback period of the biogas plant is leveled.

Key words: digestate, liquid fraction, solid fraction, biogas, biogas plant, cosubstrate, substrate, cattle manure, payback period, economic efficiency.

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

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

С. А. Шворов ORCID 0000-0001-7776-9940.

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

Т. С. Давиденко ORCID 0000-0003-0277-6892.

EFFICIENCY OF DIGESTAT OF BIOGAS PLANTS

V. M. Polishchuk, D. A. Derevianko, S. A. Shvoren,

Ye. O. Dvornik, T. S. Davydenko

Abstract. It has been established that the digestate of biogas plants is a valuable organic fertilizer that is quickly absorbed by plants, contains a complex of macro- and microelements necessary for plant growth, has a high content of readily available nitrogen for plants, has a pH level close to neutral and does not contain viable weed seeds and pathogens. microflora. It is technically difficult to make untreated digestate into the soil, so it is pre-divided into solid and liquid fractions on separators. A major problem with the commercial use of digestate in Ukraine is the lack of its standardization. When applying digestate to the company's own fields, which owns the biogas plant, the standardization of its quality is not critical. However, the lack of a standard for digestate as a high-quality organic fertilizer significantly limits its use. The needs for digestate were determined to restore soil fertility and fertilize crops in and with a herd of 1,000 cattle (500 heads of dairy cows and 500 heads of young cattle and heifers) and with an arable land area of 1,800 hectares. It is established that only one ton of digestate remains for commercial use after application to the fields, the profit from the sale of which does not significantly affect the profitability of biogas production. The payback period of the biogas plant is 6.4 years and depends on the cost of biogas production. With the commercial use of all digestate produced during the year, the payback period of the biogas plant is reduced to one year and below and does not depend on the cost of biogas

УДК 378.14.015.62

ФОРМИ ДИСТАНЦІЙНОГО ВИКЛАДАННЯ ДИСЦИПЛІНИ «БЕЗПЕКА ПРАЦІ ТА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ» СТУДЕНТАМ СПЕЦІАЛЬНОСТІ АГРОІНЖЕНЕРІЯ

Л. Е. Піскунова, Т. О. Зубок

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 208 – агроінженерія.

Кореспонденція авторів: tanyzubok@gmail.com.

Історія статті: отримано – серпень 2020, акцептовано – жовтень 2020.

Бібл. 7, рис. 3, табл. 2.

Анотація. Стаття присвячена актуальності дистанційного навчання в сучасних реаліях. Розглянуті різні підходи дистанційного навчання та реагування студентів технічних спеціальностей на таку форму навчання, переваги та недоліки дистанційного навчання, проблеми, що повстали при повному дистанціюванні. Виділені основні фактори, що впливають на якість засвоєного матеріалу при дистанційній формі навчання.

Ключові слова: сучасні телекомунікації, інформаційне освітнє середовище, освітній процес, методичні та структурно-функціональні вимоги, електронні курси, elearn.nubip.edu.

Постановка проблеми

Останні півроку не зникає з вуст вчителів, викладачів та, взагалі, громадян нашої країни словосполучення «дистанційне навчання». І тільки з огляду на останні події, що потрясли весь світ, їх затяжний характер, дистанційна форма навчання набула нового звучання, насамперед, як реалізація навчання за допомогою використання інформаційних технологій, системи управління навчанням, що створені для розроблення, управління та поширення навчальних матеріалів онлайн із забезпеченням спільного доступу багатьох користувачів.

Аналіз останніх досліджень

Теоретичні дослідження з питань дистанційного навчання базуються на методологічних працях С. Архангельського, Ю. Бабанського, С. Гончаренка, М. Махмутова, Є. Полота, В. Сагарди, Л. Виготського, П. Гальперіна, Г. Костюка, О. Матюшкіна, Н. Талізінної та інших. Значних зусиль до формування системи дистанційного навчання доклали вчені С. Батишев, О. Кірсанов, Ч. Куписевич, І. Огородніков, О. Пехота, Л. Романишина, Г. Сікорський, І. Харламов; психологи Б. Ананьєв, Г. Балл, В. Виговський, М. Данилов та інші, у творчому доробку яких аналізується процес

індивідуалізації особистісно орієнтованого навчання [1-5].

Мета досліджень

Порівняльна оцінка різних форм дистанційного навчання, як самостійної роботи, так і навчання при повному дистанціюванні під час вимушеного карантину, здійснення моніторингу якості знань при різних реаліях навчання, а також виділення основних переваг та недоліків дистанційного навчання при викладанні дисципліни «Безпека праці та життєдіяльності» для студентів технічних спеціальностей.

Результати досліджень

Дистанційне навчання виникло у 1840 році, коли Ісаак Пітман запропонував навчання через поштовий зв'язок для студентів Англії [2]. У 70-і роки така форма навчання почала свій розвиток в Європі та Америці. З 2000 року запроваджується дистанційна форма навчання і в Україні та регулюється Концепцією розвитку дистанційної освіти в Україні і Положенням про дистанційну освіту МОН України, яке було затверджене Наказом № 40 Міністерства освіти і науки України від 21.01.2004 р. До речі, саме в цьому документі наведено визначення поняття «дистанційне навчання» це індивідуалізований процес передавання і засвоєння знань, умінь, навичок і способів пізнавальної діяльності людини, який відбувається за опосередкованої взаємодії віддалених один від одного учасників навчання у спеціалізованому середовищі, яке створене на основі сучасних психолого-педагогічних та інформаційно-комунікаційних технологій.

В Національному університеті біоресурсів і природокористування України знайомство з дистанційною формою розпочиналось ще у 2005-2008 роках. І на даний час, саме завдяки наказу ректора в нашому університеті було завчасно врегульовано питання обов'язковості розробки і

сертифікації електронного навчального курсу для кожної дисципліни, а також віддаленого доступу до цього курсу. В університеті створенні всі умови для розвитку як цифрової компетентності викладачів, так і створення матеріально-технічної бази для впровадження інформаційних технологій в управлінську та науково-освітню діяльність [1, 2]. Треба відмітити, що за останні роки впровадження повноцінного дистанційного навчання в університеті гальмувалось слабким проробленням методологічних та психолого-педагогічних особливостей дистанційної освіти, дуже високими вимогами до «віртуального» викладача. Виділяється фактор певної недостатньої кваліфікації викладачів та проблему їх підготовки та перепідготовки, консерватизм та не готовність до нововведень [6]. Особливою проблемою є недооцінка можливостей дистанційного навчання викладачами старших вікових груп, які вважають дистанційну освіту, як, втім, і заочну форму навчання, неповноцінною, так як під час дистанційного складання тесту або іспиту неможливо відстежити дії студента [7]. Дуже складно об'єктивно дати оцінку знань людині яка під час складання тесту або іспиту може використовувати Інтернет, навчальні матеріали, допомогу третьої особи. Хоча ця проблема вирішується.

Саме в нашому університеті, в положенні про облік і планування педагогічного навантаження враховуються години, витрачені не лише на створення та оновлення електронних навчальних курсів, а й їх використання у процесі навчання студентів. Це створює мотиваційний рівень як до розробки дистанційного курсів, так і до роботи з дистанційними технологіями. Виходячи з нашого попереднього досвіду роботи з навчально-інформаційним порталом, звертаємо увагу на необхідність постійних правок і оновлень на кожному курсі, особливо виходячи з реалій віддаленого навчання. Тільки завдяки неперервній роботі з дистанційними курсами вдалось, практично, не міняти темпу і якості викладання матеріалу. Звичайно, поєднання дистанційних методів і аудиторної роботи - це не тільки складно, але і забирає багато особистого часу. Але, в надзвичайних умовах карантину, стратегія університету на впровадження інформаційних технологій в навчальний процес у поєднанні з професіоналізмом і самовіддачею викладачів факультету Інформаційних технологій з вдосконалення е-освітнього кластеру університету дозволило з честю вирішити всі проблеми не знижуючи якість навчального процесу.

Згідно Положення про організацію освітнього процесу в НУБіП України (затверджено Вченою радою НУБіП України від 27 березня 2015 р. протокол №7) інтегрована навчальна дисципліна «Безпека праці та життєдіяльності» містить модулі «Безпека життєдіяльності», «Охорона праці» та «Цивільна оборона» (4 кредити ЕКТС). Викладання дисципліни забезпечують дві кафедри: Загальної екології та безпеки життєдіяльності та охорони праці та інженерії середовища, відповідно існують різні дистанційні курси з «Безпеки життєдіяльності» та «Охорони праці».

Для більш об'єктивної оцінки використані результати навчальної роботи студентів I семестру: на механіко-технологічному факультеті – спеціальність «Агроінженерія» (АІ) – 1 курс, на педагогічному факультеті – спеціальність «Соціальна педагогіка» (СП), 3 курс; на факультеті інформаційних технологій – спеціальність «Економічна кібернетика» (Екк) – 3 курс; на юридичному – ПРАВО, (1 курс); на економічному – спеціальність «Підприємництво, торгівля та біржова діяльність» (БД) - 1 курс. В цілому, за перший семестр були опрацьовані результати успішності 263 студентів. В другому семестрі на курс дисципліни «Безпека праці та життєдіяльності» було зараховано 320 студентів: механіко-технологічний факультет – спеціальність «Транспортні технології» (ТТ – 1 курс); економічний факультет, 1 курс, спеціальності – «Економіка підприємства» (ЕКО), «Облік і аудит» (ОіА), «Фінанси, банківська справа та страхування» ФіК; лісогосподарський факультет, спеціальність «Садово-паркове господарство» – 1-й та 2-й курси; факультет інформаційних технологій, спеціальність «Комп'ютерна інженерія» (КІ) – 3-й курс.

За перший семестр для порівняльної оцінки на Навчально-інформаційному порталі використані дані результатів успішності з дисципліни «Безпека життєдіяльності». В таблиці 1 подані результати успішності, де відмічено терміни виконання завдань, відповідно календарному плані та відсоток студентів, що справились зі завданнями. Що стосується аудиторної роботи обох дисциплін - в кожній групі, з перших занять, виділялось в середньому 25 % студентів, які завжди готувались до занять, не пропускали ні лекцій ні практичних і, зазвичай, все вчасно здавали на платформі elearn. Ще, приблизно 30 % - це студенти, які, дещо, затягували з термінами здачі робіт, але, особливо після нагадувань, виконували поставлені задачі. У всіх інших студентів прокидалась нестерпна жага до навчання перед проміжною атестацією, або за неділю до початку сесії. Звертаємо увагу, успішність студентів з дисциплін практично збігалась. Виділялась когорта студентів, що пропускали аудиторні заняття (багато студентів працюють) і не були допущені з дисципліни «Охорона праці», але так, як працювали дистанційно, вчасно переславши роботи, з дисципліни «Безпека життєдіяльності» отримали середні бали. Ця перевага дистанційного навчання була відмічена студентами, адже, практично, не покидаючи свого робочого місця, можна підтримувати регулярний контакт з викладачем за допомогою телекомунікаційних технологій, у тому числі відеозв'язку, та одержувати структурований навчальний матеріал, представлений в електронному вигляді. Дистанційне навчання спонукає розширювати свої знання, оволодівши новими сучасними методами комунікації, дозволяє працювати у власному темпі.

В другому семестрі навчання почалось у звичайному руслі. До початку повного дистанціювання студенти прослухали три лекції, ознайомились з трьома практичними, почали працювати з Навчально-інформаційним порталом. Для здійснення моніторингу, також, проаналізована

успішність студентів різних факультетів та курсів. Залишається тенденція успішності – студенти першого курсу показують кращі результати, як із терміном здачі так і з якістю виконаних робіт. Але, як

показують таблиці 1 і 2, навчання студентів, загалом, більш організованіше, а терміни здачі робіт практично відповідають встановленому графіку навчального процесу.

Таблиця 1. Успішність студентів з дисципліни «Безпека життєдіяльності» на платформі elearn.

Table 1. Student performance in the discipline "Life Safety" on the platform elearn.

1 семестр																	
		Вересень				Жовтень				листопад				грудень			
Факультет	тижні	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	
	№ робіт	1		2		3	C ₁	4		5	6	7		8	C ₂		
СП (Соціальна педагогіка) — 3 курс	1*		10	15	18	18	23	43	44	44	46	47	47	48	98		
	2				15	14	14	23	24	42	43	43	43	44	97		
	3					15	15	18	20	25	34	35	36	41	96		
	4							10	25	26	46	47	47	48	92		
	5									15	15	16	30	36	94		
	6										15	20	21	28	93		
	7											35	36	43	98		
	8													26	93		
	C1**					15	15	15	15	15	15	45	45	45	90		
	C2					24	24	24	24	24	24	40	41	41	67		
Право (юридичний ф-т)- I курс;		9	23	24	26	34	38	45	48	67	68	74	78	84	89	98	
	2			24	25	30	32	32	49	54	58	71	74	94	98	99	
	3					22	39	60	64	65	66	74	75	89	97	99	
	4							28	43	45	66	69	75	94	98	98	
	5									27	29	34	76	90	98	98	
	6										27	34	76	90	98	98	
	7											28	46	86	89	97	
	8													27	90	98	
	C1						45		67				70		78	88	
	C2														67	70	

*Нумерація практичних робіт. ** Самостійні роботи, що необов'язкові для виконання.

Таблиця 2. Успішність студентів з дисципліни «Охорона праці» на платформі elearn.

Table 2. Success of students in the discipline "Occupational Safety" on the platform elearn.

2 семестр																	
		Лютий				Березень				Квітень				Травень			
Факультет	тижні	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	
	№ робіт	1		2		3	C ₁	4		5	6	7		8	C ₂		
ТТ (транспортні технології) - 1 курс	1	8	22	24	27	35	38	46	48	68	69	79	81	85	90		
	2			23	25	32	34	36	52	56	57	73	76	95	98		
	3					28	40	60	61	66	67	78	79	89	97		
	4							28	41	45	61	68	87	93	97		
	5									27	30	36	76	87	98		
	6										27	34	76	90	98		
	7											28	46	89	94		
	8													22	86		
	C1						35	39	57	68	70	71	76	79	90		
	C2								28	29	29	30	30	34	47		
СП (садово-паркове господарство) 2 к.	1										20	34	37	49	98		
	2											18	39	65	97		
	3													45	90		
	4													48	90		
	5													36	97		
	6													20	87		
	7													15	67		
	8													22	78		
	C1											5	15	20	23		
	C2											13	14	23	24		

Успішність студентів залишається стабільною – 25%-28% слухачів у кожній групі показують відмінні знання, відповідність поставленим завданням і опрацювання лекційного матеріалу даної теми.

Якщо студенти з дисципліни «Безпека життєдіяльності» з початку семестру навчалися і аудиторно і працювали дистанційно, то з дисципліни «Охорона праці» почали працювати на платформі Eleaone тільки після переходу на повне дистанціонування.

Якщо звернути увагу на таблицю 2, що характеризує успішність студентів з «Охорони праці» помітна знижена активність студентів протягом всього семестру. Тому, на нашу думку, ефект дистанційного навчання залежить від того, наскільки регулярно навчається студент. Послідовне виконання контрольних-діагностичних завдань, планомірна здача тестових завдань та жорстока самодисципліна і самоконтроль забезпечує успішність у засвоєнні матеріалу. Звертаємо увагу на студентів лісогосподарського факультету, спеціальність «Садово-паркове господарство» 2 курсу. Студенти познайомились з викладачем тільки після переходу на дистанційну форму. Результати їх успішності говорять самі за себе і підкреслюють один із недоліків повного дистанціонування – неможливість прямого спілкування між студентами та викладачем, що позбавляє емоційного зафарбування поданого матеріалу. Адже більшість традиційних лекцій, семінарів та тренінгів найбільше запам'ятовуються не знаннями, які отримуються, а емоціями, які відчувалися в процесі навчання.

На початку дистанційного навчання одразу ж звернули увагу на складність розуміння студентами завдань, що призводило до збільшення навантаження на викладачів (студенти частіше виходили на прямий контакт через Viber і телефон, розпитуючи про виконання тих чи інших завдань). Інколи виникали думки, щодо нашої компетентності або ж відповідності курсу критеріям науково-змістовних, методичних, структурно-функціональних вимог. Чи не допущені помилки у процесі створення ресурсів саме педагогічного характеру?

При опрацюванні питань, які задають студенти, звертали увагу на те, що не залежно від курсу та спеціальності 21% (середнє значення з двох дисциплін) студентів з кожної групи без жодних запитань і вчасно надсилають виконання завдання. Отже, сумніви щодо валідності складених завдань відпадає. Напевно, спрацьовує принцип, який ми назвали «принцип 12 класу». Студенти перших курсів «залишаються» у стінах школи, де навчальний матеріал подається, дещо в іншому руслі.

Про це свідчить також і збільшені активності слухачів після проведення відеолекцій. Тому, якщо до введення карантину студенти працювали на навчальному порталі eleaone.nubip.edu, то під час віддаленої роботи дуже легко адаптувались до відеолекцій, практично не змінюючи алгоритму роботи (рис. 1).

Відмічено, що кількість студентів, які були присутні на відеолекціях зростала, якщо за день, або, навіть, за кілька годин, було нагадування викладача

старостам, або повідомлення у Viber-групах, особливо серед студентів 1 курсу. Це, ще раз доводить, що при наявності мотивації і бажання забезпечити якісне навчання, студенти молодших курсів потребують окремої уваги і більших витрат часу на підготовку до занять. Надіятись на свідомість та самостійність студентів та їх самодисципліну немає сенсу.

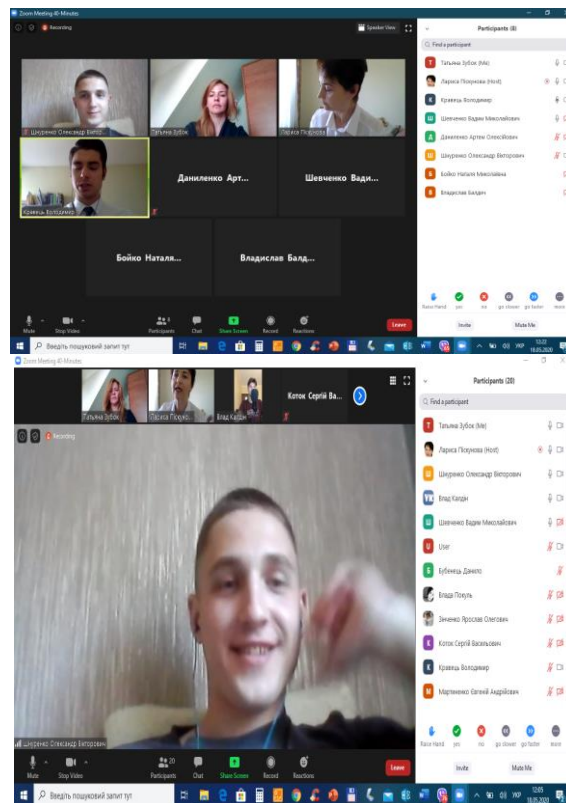


Рис. 1. Відеолекція на платформі Moodle.

Fig. 1. Video lecture on the Moodle platform.

Однією з найважливіших проблем навчання в системі дистанційної освіти є якість самого процесу. В більшості випадків воно визначається рівнем засвоєння теоретичного матеріалу, який студент отримує при самостійному читанні слайд-лекцій. Не є секретом, що деякі студенти відкладають цю роботу на «кращі часи», а іноді і зовсім не читають лекцій. Щоб усунути такі негаразди, необхідно організовувати постійний і діючий контроль за допомогою спеціально підготовлених тестів. Поряд із звичайними тестами з завданнями закритого типу, доцільно застосовувати і такі форми контролю, які б дозволяли давати при тестуванні розгорнуту відповідь (відкриті та інтегративні тести).

При підведенні кінцевих результатів ми звернули особливу увагу на успішність студентів при здачі екзаменів та заліків. Саме, зазначений вище фактор продуманих тестів, показав всю проблему самостійної підготовки студентів. На жаль, як свідчать результати (рис. 2 і рис. 3), порівняно з першим у весняному семестрі студенти показали набагато гірші результати успішності.

При моніторингу відповідей на залікові питання, особливо теоретичного матеріалу, відмічена недостатність підготовки. Велика кількість студентів, користуючись можливістю безмірним доступом до

Інтернет – джерел, давали невірні, необдумані відповіді, що пояснювалось небажанням працювати з теоретичним матеріалом. І, хоча, були проведені всі відеолекції, що відповідали календарному плані, але, по-перше відсоток студентів, присутніх на лекціях

був набагато меншим, по-друге тільки незначна кількість студентів після відеолекцій, самостійно, перечитували, доопрацьовували пройдений матеріал.

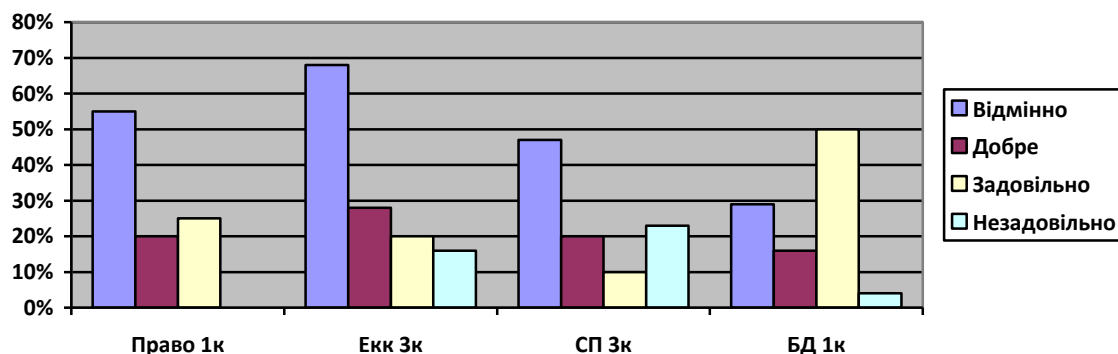


Рис. 2. Атестаційна успішність студентів різних факультетів I семестру.

Fig. 2. Certification success of students of different faculties of the first semester.

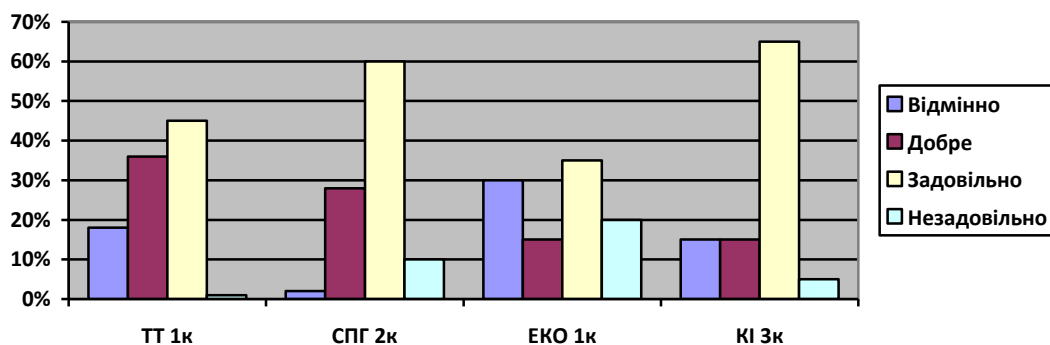


Рис. 3. Атестаційна успішність студентів різних факультетів II семестру.

Fig. 3. Certification success of students of different faculties of the second semester.

Висновки

1. Дистанційна освіта позитивно впливає на студента, збільшуючи його творчий та інтелектуальний потенціал за рахунок самоорганізації, прагнення до знань, уміння володіти комп'ютерною технікою і самостійно приймати відповідальні рішення;

2. Система дистанційного навчання не є протиборчою стосовно існуючих очної та заочної форм навчання, не заперечує наявні освітні тенденції і, виходячи із сьогоденного надзвичайного стану інтегрується в ці системи, доповнюючи і розвиваючи їх.

3. При порівнянні з аудиторним навчанням студентів навчання при повному дистанціюванні відрізнялось більшою плавністю та організованістю;

4. Результати дистанційного навчання залежать від здатності студентів до самостійної роботи, їх свідомості та самодисципліни;

5. Наявність постійного контролю з боку викладача підвищує продуктивність і якість дистанційного навчання;

6. Висока кваліфікація викладачів при віддаленому дистанційному навчанні забезпечується багаторічною продуманою стратегією університету та постійною модернізацією та вдосконаленням електронних курсів.

Список літератури

1. *Самолук Н.* Актуальність і проблемність дистанційного навчання [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://ena.lp.edu.ua/bitstream/ntb/10662/1/14.pdf>.
2. Дистанційна освіта в країнах світу: Що де і як? [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://www.chasipodii.net/mp//article/1369>.
3. *Ніколаєнко С., Глазунова О., Мокрієв М.* Спеціально для Agroportal.ua: Карантин навчання не перешкода - з досвіду дистанційного навчання в НУБіП України [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://nubip.edu.ua/node/75078>.
4. *Деміда Б., Сагайдак С., Копил І.* Системи дистанційного навчання: огляд, аналіз, вибір. 2011

[Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://ena.lp.edu.ua/bitstream/ntb/10662/1/14.pdf>.

5. Що таке ZOOM. [Електронний ресурс] Режим доступу: https://24tv.ua/techno/dodatok_zoom_yak_zavantazhiti_yak_pratsyuye_zoom_reyestratsiya_n1307075.

6. 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.

7. Rogovskii I., Titova L., Trokhaniak V., Trokhaniak O., Stepanenko S. Experimental study in a pneumatic microbioculture separator with apparatus camera. Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Series II: Forestry, Wood Industry, Agricultural Food Engineering, 2019. Vol. 12 (1). P. 117-128.

References

1. Samolyuk N. (2020). Relevance and problems of distance learning [Electronic resource]. Access mode: <http://ena.lp.edu.ua/bitstream/ntb/10662/1/14.pdf>.

2. Distance education in the world: What where and how? [Electronic resource]. Access mode: <http://www.chasipodii.net/mp//article/1369>.

3. Nikolaenko S., Glazunova O., Mokriev M. (2020). Specially for Agroportal.ua: Quarantine is not an obstacle for learning - from the experience of distance learning in NULES of Ukraine [Electronic resource]. Access mode: <https://nubip.edu.ua/node/75078>.

4. Demida B., Sagaidak S., Kopyl I. (2011). Distance learning systems: review, analysis, choice Demida [Electronic resource]. Access mode: <http://ena.lp.edu.ua/bitstream/ntb/10662/1/14.pdf>.

5. What is ZOOM. [Electronic resource]. Access mode: https://24tv.ua/techno/dodatok_zoom_yak_zavantzhi_yak_pratsyuye_zoom_reyestratsiya_n1307075.

6. 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.

7. Rogovskii I., Titova L., Trokhaniak V., Trokhaniak O., Stepanenko S. (2019). Experimental study in a pneumatic microbioculture separator with apparatus camera. Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Series II: Forestry, Wood Industry, Agricultural Food Engineering. 12(1). 117-128.

современных реалиях. Рассмотрены разные подходы дистанционной учебы и реагирование студентов технических специальностей на такую форму учебы, преимущества и недостатки дистанционной учебы, проблемы, возникшие при полном дистанцировании. Определены основные факторы, которые влияют на качество усвоенного материала при дистанционной форме образования.

Ключевые слова: современные телекоммуникации, информационная учебная среда, учебный процесс, методические и структурно-функциональные требования, электронные курсы, elearn.nubip.edu.

FORMS OF DISTANCE EDUCATION OF DISCIPLINE "LABOR AND LIFE SAFETY" FOR STUDENTS OF SPECIALTY AGROENGINEERING

L. E. Piskunova, T. O. Zubok

Abstract. The article is devoted to the relevance and problems of distance education in modern realities. Different approaches to distance learning and students' response to this form of learning, the advantages and disadvantages of distance learning, the problems that arose with complete distance are considered. The main factors that affect the quality of the learned material in the distant form of education are determined.

Key words: modern telecommunications, information learning environment, educational process, methodological and structural-functional requirements, electronic courses, elearn.nubip.edu.

Л. Е. Піскунова ORCID 0000-0002-6351-0660.

Т. О. Зубок ORCID 0000-0001-7559-0859.

ФОРМЫ ДИСТАНЦИОННОГО ПРЕПОДАВАНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ «БЕЗОПАСНОСТЬ ТРУДА И ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ» СТУДЕНТАМ СПЕЦИАЛЬНОСТИ АГРОИНЖЕНЕРИЯ

Л. Е. Піскунова, Т. А. Зубок

Аннотация. Статья посвящена актуальности и проблемам дистанционного образования в

УДК 669.1.017:669.15.194

OPTIMIZATION OF CHEMICAL COMPOSITION OF STEEL FOR GEARWHEELS OF AGRICULTURAL INDUSTRY ENGINEERING

O. Ye. Semenovskiy, L. L. Titova

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

Speciality of article: 133 – industry engineering.

Corresponding authors: l_titova@nubip.edu.ua.

Article history: Received – August 2020, Accepted – October 2020.

Bibl. 17, fig. 1, tabl. 1.

Abstract. Development of new steels in mechanical engineering to create alloys with predetermined properties that can minimize material and labor costs during their processing.

Optimization of the chemical composition of the alloy based on the analysis of the impact of complex alloying on the structure and consequently on the manufacturability of steel. This will reduce the level of internal intensities in the heat treatment process.

Based on the analysis of existing trends in mechanical engineering, it is established that the complexity of modern parts of gearwheels imposes on the material increasing technological requirements for stamping, machinability, weldability, hardenability, cementation and gouging in the hardening process which explains the need for alloying steel via a certain group of chemical elements. The influence of different compositions of steels for gearwheels on the level of internal intensities occurring in parts during heat treatment is studied. The optimal composition of complex-alloyed cementing steel is established.

Key words: alloying, steel, gouging, internal intensities, gearwheels, cementation, austenite.

Introduction

Modern technology makes higher and higher demands in terms of operational properties on construction materials, and serial and mass engineering does in terms of their manufacturability. Development of new compositions with the optimal ratio of physical, mechanical and technological capabilities in the field of cementing steels is complicated due to insufficient information about impact of their composition on these characteristics. In addition, the information available is inconsistent and is mainly of a qualitative nature.

There is still insufficient data on relationship between various properties of cementing steels. This does not allow to predict these properties significantly increasing the efforts required when choosing a material with a given set of properties.

At the same time, insufficient manufacturability of steels for gearwheels, namely the high level of gouging during chemical and heat treatment requires additional

finishing operations which significantly reduces the economic performance of production.

Formulation of problem

The practice of operation of root harvesting machines confirms that about 30% of all failures are on conveyor belts. Conveyors of some machines sometimes do not provide even seasonal operation and need to be repaired or replaced during operation [1]. During unstable operating modes, the traction elements as well as the drive elements are under dynamic load. It is known that significant dynamic loads are observed when starting the conveyor, its output at operating speeds, as well as when stopping or jamming the web [2]. Significant dynamic loads are an undesirable phenomenon and are among the significant factors that accelerate the operation of the conveyor belt and drive elements [3].

During the start-up of the chain conveyor in the traction link of the web there are dynamic loads, the magnitude of which mainly depends on the excess force or duration of start-up [4]. Under the action of pulses that create acceleration, small elastic oscillations occur in the elements of the system [5]. The latter lead to an increase in inertial loads in comparison with their average values, which are determined by the laws of motion of an absolutely rigid body [6]. In the conditions of inconsistency of speeds of all or some elements of the car such sizes, as duration of the periods of start (acceleration) and braking [7], overload of the engine and transfers, can be defined only on the basis of dynamic calculations at which both instability of speed during movement [8], and inertia of masses, involved in the movement process [9].

The aim of the work is to increase the efficiency of chain conveyor by reducing the dynamic loads acting on the drive elements of the bar conveyor and the working bodies of the canvas [10].

Analysis of recent research results

Choice of steel grade is determined by the operating conditions as well as based on the technological

capabilities of equipment [11]. A comprehensive analysis of steel grades used for heavy-duty gearwheels is performed in [1]. Analyzing this work, we can conclude that the choice of material largely determines use of the appropriate reinforcement technology [12]. Medium-carbon steels from which high-modulus gearwheels are made are subject to surface reinforcement via reinforcement by high frequency currents followed by low or medium tempering [13]. This process is highly productive. In addition, it is characterized by a minimum level of gouging of parts in the heat treatment process which significantly simplifies the finishing operations [14].

However, comparative studies of the microstructure, thickness and hardness of the reinforced layer, internal intensities, contact fatigue strength, wear resistance [15], the effect of tempering temperature on the hardness of the surface layer of gearwheels reinforced by volumetric reinforcement, induction surface reinforcement and chemical heat treatment have showed that induction reinforcement can not be used for critical parts due to possibility of such phenomena as self-tempering, edge and root cracking of teeth, overheating, melting and spotting.

Use of chemical-thermal treatment provides an increased performance of the reinforced layer in comparison to induction surface reinforcement [2, 5]. It is noted that the surface reinforcement via chemical-thermal treatment doubles the service life of gearing versus the volumetric hardening [16]. Therefore, the chemical heat treatment should be considered as the most promising technology for gearwheels' strengthening.

Japan has been a recognized leader in the development of cementing steels for the last two decades [3, 4]. To prevent appearance of anomalous structures during chemical-thermal treatment, the steel with the following content of alloying elements (in percent) is proposed: carbon (0.10...0.40), silicon (0.50), manganese (0.05), chromium (0.35), aluminum (0.01), nitrogen (0.0045), nickel (0.20...0.50), or molybdenum (0.10...0.25), as well as boron (0.003...0.005), or niobium (0.01...0.15), vanadium (0.01...0.10). This reduces the time of cementation and increases the fatigue strength.

It is observed by analyzing the chemical compositions of cementing steels that there is a tendency to reduce the content of nickel in steel. This is dictated primarily by economic considerations. Decrease in content of alloying elements such as silicon, manganese and chromium in steel is determined by their high chemical activity against oxygen which increases the internal oxidation at high temperatures occurring during cementation and, consequently, reduces the full range of performance [17]. The presence of niobium, cerium, titanium, vanadium, and boron alloys in chemical compositions is explained by desire of the above studies' authors to improve not only mechanical properties but also technological requirements for new materials.

Purpose of research

To improve economic performance of production in mechanical engineering by enhancing the manufacturability of steel by complex alloying.

The method of determining internal intensities is used to determine the value of internal intensities in the reinforced layer of complex-alloy steels after chemical-heat treatment.

The point of the measuring internal intensities method is that the intensities on two opposite sides of a sample are mutually balanced in the initial state. When removing the reinforced layer from one of the surfaces to a certain depth, a sample bends under the action of internal intensities of the reinforced layer of the opposite side.

Results of research

The research is carried out on samples and completed parts made of serial steels and complex-alloy steel. The method of repeated etching with 20% nitric acid ethanol solution is used to reduce the impact of mechanical factors on the research accuracy when removing the reinforced layer.

The formula for calculating the value of internal intensities is based on the dependence of the bending torque caused by unbalanced compressive intensities in the direction of the longitudinal axis of a bar after removing a certain layer on the opposite side of a sample and mechanical properties of a material. Based on this:

$$M_x = \frac{EI \cdot l}{\rho}, \quad (1)$$

where: M_x – torque; EI – elasticity modulus of the first type; I – moment of inertia of the cross section of the bar; ρ – the deflection radius of the sample;

In turn:

$$\rho = \left(\frac{l}{2}\right)^2 + (\rho - \Delta x)^2; M_x = \frac{N_x \cdot h}{2}; I = \frac{bh^3}{12}; \quad (2)$$

where: N_x – the force caused by the compressive intensity in the direction of the longitudinal axis of a bar;

x – the amount of deflection after removal of the layer in which the intensities are determined;

h – a bar thickness after removing the layer in which the intensity is determined;

b – a bar width;

l – a bar length;

given that

$$\sigma_H = \frac{N_x}{b\Delta h} \quad (3)$$

where: σ_H – intensity in the investigated layer;

$b\Delta h$ – the cross-sectional area of the removed layer;

we can derive the following dependence to determine the internal intensities in the reinforced layers:

$$\sigma_H = \frac{4E \cdot h^2 \cdot \Delta x}{3l^2 \cdot \Delta h} \quad (4)$$

An optical instrumental microscope UIM-1 is used to increase the accuracy of the proposed method when measuring the deflection. This ensures the accuracy of measurements up to 10^{-4} mm.

Grooving of parts during heat treatment is also measured. Change of an angle of inclination of the gearwheel tooth on the gearwheel measuring device 1500 is determined. To ensure comparability of the results, the measurement length is 100 mm. Repeated experiments allow an error reduction down to 2%.

In addition to determining of the parts' grooving during the chemical-thermal treatment, the intensities' distribution in the cemented layer is also studied as a

consequence of the processes that occur during reinforcement. Steels with the same compositions of alloying elements as for the determining hardenability and grooving are selected. This is done to establish the relationship with other parameters that are determined during the study of processes occurring during bending of

parts as well as to study the residual intensities in the reinforced layer. The results of samples' measurement after etching part of the cemented layer along with the calculations of internal intensities in the extracted layers of metal are summarized in table 1.

Table 1. Distribution of internal stresses in the reinforced layer.

Steel brand	Measurement depth, <i>mm</i>	Deflection change, <i>mkm</i>	Tensions σ , <i>kPa</i>
12HN3A	0.1	21.1	86.7
	0.3	19.4	78.4
	0.5	10.9	41.8
	0.7	4.1	16.2
	0.9	1.2	4.3
15HGN4	0.1	23.8	98.2
	0.3	22.9	90.2
	0.5	9.8	38.2
	0.7	3.9	14.9
	0.9	1.5	5.2
15HGN	0.1	9.9	46.5
	0.3	6.6	27.9
	0.5	5.5	22.7
	0.7	1.7	6.7
	0.9	1.1	3.5
15HGNTCH	0.1	19.7	79.9
	0.3	11.0	43.7
	0.5	5.3	20.7
	0.7	1.1	4.0
	0.9	0.1	0.4
18HGT	0.1	15.3	63.2
	0.3	13.9	55.4
	0.5	3.7	14.2
	0.7	3.6	13.5
	0.9	1.1	4.0

The steel 15HGN4 has the highest intensity on the surface. Whereas the steel 12HN3A has a lower level of residual intensity which is explained by a decrease in the degree of its alloying. The lowest residual intensities in the surface layer are discovered in the steel 15HGN which contains the least amount of Nickel. In the 15HGNTCH steel developed by us, the intensities in the surface layer are lower than in the high-alloy steel 15HGN4 and are almost at the same level with the serial steel 12HN3A. It is hard to compare degrees of alloying of these steels because titanium and niobium in small quantities strengthen steel much more than nickel does.

Comparison of the residual intensity levels in the steels 15HGN and 18HGT with a lower content of alloying

elements could confirm the above considerations. As we can see, the steel containing only 0.05% titanium has 1.5 times higher level of internal intensities in the surface layer than the steel with 1% Nickel.

However, if we compare internal intensities in the experimental steel 15HGNTCH and the serial steel 12HN3A with their mechanical properties, then there are some inconsistencies. I.e. steels with almost the same level of internal intensities have different levels of strength characteristics. This is due to the fact that the mechanical characteristics are determined on samples reinforced via volumetric reinforcement with low tempering, and the surface layer which determined the internal intensities is

strengthened by cementation and, as a result, differs in the chemical composition and structure.

In addition, according to the working hypothesis, the magnitude of the residual internal intensities should indirectly relate to the propensity of steel to gouge. But if we compare the obtained data with the results of studies of the propensity of steel to gouging obtained both in laboratory and in mass production, we will see the discrepancy between the results of these studies.

In any case, let's define intensities value as their identified maximum on the surface. However, the deformation of a sample or parts is affected by intensities occurring throughout the cross section. For this reason, intensities are identified not only on the surface but also along the entire depth of the reinforced layer. Graphical dependences are constructed (Fig. 1) to study the nature of the change in the absolute value of the residual internal compressive intensities.

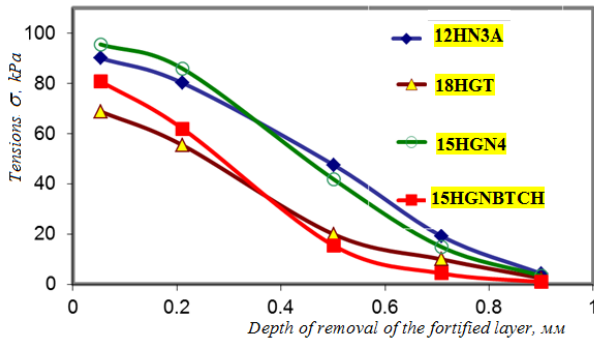


Fig. 1. Distribution of residual compressive intensities in the reinforced layer.

The nature of the obtained curves suggests that the complex-alloy steel has a sharper decrease in intensities levels as it moves away from the surface compared with the serial steel 12HN3A.

Computer processing of the summarised intensities of the entire reinforced layer shows that this index is 1.5 times higher in the serial steel 12KHN4A.

Development of a high-tech steel is a task of not only qualitative but also quantitative measurement of such technological characteristics as the propensity of steels to gouge in the process of chemical heat treatment. Given that and based on the analysis of comparative studies of gouging parts from different steels the results of which are presented in the histograms in fig. 1, it is proposed to introduce a single characteristic that determines the susceptibility of steel to deformation during reinforcement. It is a coefficient determined as a ratio between the number of parts embedded in the allowable size of the gutter (according to the technical documentation) to the number of parts not embedded in the allowable technical documentation deviations (defective parts). Such a quantitative characteristic is in this case the Riemann integral (it is a curvilinear trapezoid area in terms of Darboux sum boundary). It is done using the indicator-function of a variable "x" belonging to a set. The latter is defined as follows.

$$\chi_A(x) = \begin{cases} 1, & x \in A \\ 0, & x \notin A \end{cases} \quad (5)$$

Therefore, we can represent a step graph of the function $\mathfrak{I}(x)$:

$$\mathfrak{I}(x) = \sum_{i=1}^m (n_i \chi_{(a_i; a_{i+1})}(s)).$$

Let n_j be a value of the function on a semi-closed interval $(a_j, a_{j+1}]$.

The introduced characteristic is then could be written in the following form:

$$\mathfrak{R}(x) = \mathfrak{R}(\mathfrak{I}(x)) = \frac{\int_x^b \left(\sum_{i=1}^m (n_i \chi_{(a_i; a_{i+1})}(s)) \right) ds}{\int_a^x \left(\sum_{i=1}^m (n_i \chi_{(a_i; a_{i+1})}(s)) \right) ds} = \frac{\sum_{j: x \in (a_j, a_{j+1}]}^m \left(n_j \Delta a_{i+1} + \frac{n_j (a_{j+1} - x)}{m-j} \right)}{\sum_{j: x \in (a_j, a_{j+1}]}^{j-1} \left(n_j \Delta a_{i+1} + \frac{n_j (x - a_j)}{m-j} \right)} \quad (6)$$

where: $\chi_A(x) = \begin{cases} 1, & x \in A \\ 0, & x \notin A \end{cases}$ - a function-indicator of a variable x belonging to a set A;

n_j - a value of the function on a semi-closed interval $(a_j, a_{j+1}]$, $\mathfrak{I}(x) = \sum_{i=1}^m (n_i \chi_{(a_i; a_{i+1})}(s))$ - a functional dependence which corresponds to a step graph based on the experimental data.

For the steel 12HN3A, the calculations are as follows:

$$\mathfrak{R}(x) = \begin{cases} \frac{101 - 18x}{18x}, & x \in (0, 1] \\ \frac{107 - 24x}{24x - 6}, & x \in (1, 2] \\ \frac{115 - 28x}{28x - 14}, & x \in (2, 3] \\ \frac{16x + 22}{51 - 9x}, & x \in (3, 4] \\ \frac{9x + 50}{36 - 6x}, & x \in (4, 5] \\ \frac{6x + 65}{6x + 65}, & x \in (5, 6] \end{cases}$$

$$\mathfrak{R}(x) = \begin{cases} \frac{101 - 18x}{18x}, & x \in (0, 1] \\ \frac{107 - 24x}{24x - 6}, & x \in (1, 2] \\ \frac{115 - 28x}{28x - 14}, & x \in (2, 3] \\ \frac{16x + 22}{51 - 9x}, & x \in (3, 4] \\ \frac{9x + 50}{36 - 6x}, & x \in (4, 5] \\ \frac{6x + 65}{6x + 65}, & x \in (5, 6] \end{cases}$$

And for the steel 15HGNBTCH,

$$\mathfrak{R}(x) = \begin{cases} \frac{29(1-x) + 61}{29x}, & x \in (0, 1] \\ \frac{48(2-x) + 23}{48(x-1) + 29}, & x \in (1, 2] \\ \frac{21(3-x) + 2}{21(x-2) + 77}, & x \in (2, 3] \\ \frac{2(4-x)}{2(x-3) + 98}, & x \in (3, 4] \end{cases}$$

$$x = \begin{cases} \frac{90}{29(R_0 + 1)}, x \in (0, 1] \\ \frac{119 + 19R_0}{48(R_0 + 1)}, x \in (1, 2] \\ \frac{65 - 35R_0}{28(R_0 + 1)}, x \in (2, 3] \\ \frac{2(1 - 23R_0)}{(R_0 + 1)}, x \in (3, 4] \end{cases}$$

$$R_0 = 0.03 \Rightarrow x \geq 2,956.$$

In our specific case, with the allowable percentage of quantitative characteristics of defective and non-defective parts within – 3%, the steel 15HGNBTCH having a low propensity to gouge will provide tolerances of 0.029 mm, and the steel 12HN3A will do 0.055 mm.

And in the case when the steel 12HN3A provides the same tolerances as the complex-alloyed, the number of defective parts will be up to 30%.

Conclusions

1. Complex alloying with titanium, niobium and cerium allows to increase the manufacturability of steel and, as a consequence, to enhance the economic performance of production by reducing the number of finishing operations.

2. It is established during the research that the level of gouging of parts in the process of chemical-thermal treatment is directly dependent on the level of internal intensities.

3. It is necessary to minimize the propensity of the alloy to grow austenitic grain for cementing steels which in the process of chemical-heat treatment are exposed to long-term high temperatures. This is achieved by complex alloying elements such as titanium and niobium that form a carbide phase resistant to high temperatures.

References

1. Matyushenko I. Y., Kostenko D. M. (2016) Advanced production technologies - the key to quality transformation and growth of high-tech exports of Ukraine until 2030. Problems of economics. № 2. 21-27.
2. Krylova S. E., Tryakina N. Yu., Priymak E. Yu., Sokolov S. O., Gryzunov V. I. (2013). Rationalization of parameters of heat treatment of 70X3G2VTB steel based on studies of phase composition. Metallurgy and heat treatment of metals. № 1. 12-19.
3. Nazyuta L. Yu. (2013). Impact of boron on technological properties of medium-carbon structural steels of ordinary assortment. Bulletin of the Azov Technical University.
4. Safonov B. P., Begova A. V. (2014). The choice of steels for parts under different loading conditions. Bulletin of the Perm National Polytechnic University. № 1. 17-22.
5. Poduzov D. P. (2017). Investigation of transformations of the structure and properties of the system-alloyed low-carbon steel 12X3G2MFS industrial smelting. Bulletin of the Perm National Polytechnic University. № 1. 8-12.

6. Gorynin V. I. (2013). Increase in resistance to brittle fracture of the pearlitic and martensitic steels under thermal action on the morphology of the carbide phase. Metallurgy and heat treatment of metals. № 10.

7. 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.

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

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

10. Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Rosamaha Yu. O., Blesnyuk O. V., Ohienko M. M., Ohienko A. V. (2019). Engineering management of two-phase coulter systems of seeding machines for implementing precision farming technologies. INMATEH. Agricultural Engineering. 2019. 58(2). 137-146. doi: 10.35633/INMATEH-58-15.

11. 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>.

12. 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.

13. Rogovskii I., Titova L., Trokhaniak V., Trokhaniak O., Stepanenko S. (2019). Experimental study in a pneumatic microbioculture separator with apparatus camera. Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Series II: Forestry, Wood Industry, Agricultural Food Engineering. 12(1). 117-128.

14. Titova L. L., Rogovsky I. L. (2014). Methodical provisions of the need for mobile means of maintenance of forest MEZ. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 196(3). 146-152.

15. Titova L. L., Rogovsky I. L. (2014). Methods of maintenance of forest machines. Bulletin of the Petro Vasylenko Kharkiv National Technical University of Agriculture. Kharkiv. 155. 132-137.

16. Titova L. L., Rogovskii I. L. (2015). Substantiation of technical measures to maintain the efficiency of machines for forestry work. Bulletin of the Petro Vasylenko Kharkiv National Technical University of Agriculture. Kharkiv. 160. 189-195.

17. Titova L. L., Rogovsky I. L. (2015). Analysis of periodicity of maintenance of machines for forestry works.

Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 2015. 212(1). 322-328.

Список літератури

1. Матюшенко І. Ю., Костенко Д. М. Передові виробничі технології – ключ до якісної трансформації та зростання високотехнологічного експорту України до 2030р. Проблеми економіки. 2016. № 2. С. 21-27.
2. Крылова С. Е., Трякина Н. Ю., Приймак Е. Ю., Соколов С. О., Грызунов В. И. Рационализация параметров термической обработки стали 70X3Г2ВТБ на основе исследований фазового состава. Металловедение и термическая обработка металлов. 2013. № 1. С. 12-19.
3. Назюта Л. Ю. Вплив бору на технологічні властивості середньовуглецевих конструкційних сталей рядового сортаменту. Вісник Приазовського технічного університету. 2013.
4. Сафонов Б. П., Бегова А. В. Выбор сталей для деталей в различных условиях нагружения. Вестник Пермского национального политехнического университета. 2014. № 1. С. 17-22.
5. Подузов Д. П. Исследование превращений структуры и свойств системно-легированной низкоуглеродистой стали 12Х3Г2МФС промышленной выплавки. Вестник Пермского национального политехнического университета. 2017. № 1. С. 8-12.
6. Горынин В. И. Повышение сопротивляемости хрупкому разрушению перлитных и мартенситных сталей при термическом воздействии на морфологию карбидной фазы. Металловедение и термическая обработка металлов. 2013. № 10.
7. 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.
8. Loveikin V., Romasevych Y., Shymko L., Ohienko M., Duczmal W., Potwora W., Titova L., Rogovskii I. Agrotechnics and optimal control of cranes and hoisting machines: monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 2020. 164 p.
9. Zagurskiy O., Ohienko M., Pokusa T., Zagurska S., Pokusa F., Titova L., Rogovskii I. Study of efficiency of transport processes of supply chains management under uncertainty. Monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 2020. 162 p.
10. Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Rosamaha Yu. O., Blesnyuk O. V., Ohienko M. M. Engineering management of two-phase coupler 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.
11. 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>.
12. 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. Bucharest. Vol. 56. No 3. P. 185-192.
13. Rogovskii I., Titova L., Trokhaniak V., Trokhaniak O., Stepanenko S. Experimental study in a pneumatic microbioculture separator with apparatus camera. Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Series II: Forestry, Wood Industry, Agricultural Food Engineering, 2019. Vol. 12 (1). P. 117-128.
14. Тітова Л. Л., Роговський І. Л. Методичні положення потреби в мобільних засобах техобслуговування лісових МЕЗ. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2014. Вип. 196, ч. 3. С. 146-152.
15. Тітова Л. Л., Роговський І. Л. Методи технічного обслуговування лісових машин. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2014. Вип. 155. С. 132-137.
16. Тітова Л. Л., Роговський І. Л. Обґрунтування технічних заходів підтримання працездатності машин для лісотехнічних робіт. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2015. Вип. 160. С. 189-195.
17. Тітова Л. Л., Роговський І. Л. Аналіз періодичності техобслуговування машин для лісотехнічних робіт. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2015. Вип. 212, ч. 1. С. 322-328.

ОПТИМІЗАЦІЯ ХІМІЧНОГО СКЛАДУ СТАЛЕЙ ДЛІЯ ШЕСТЕРЕНЬ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО МАШИНОБУДУВАННЯ

О. Є. Семеновський, Л. Л. Тітова

Анотація. Розробка нових сталей у машинобудуванні для створення сплавів із заданими властивостями, що дозволяють мінімізувати матеріальні та трудові витрати під час їх обробки.

Оптимізація хімічного складу сплаву на основі аналізу впливу складного легування на структуру і, отже, на технологічність сталі. Це зменшить рівень внутрішньої інтенсивності в процесі термообробки.

На основі аналізу існуючих тенденцій у машинобудуванні встановлено, що складність сучасних деталей зубчастих коліс накладає на матеріал зростаючі технологічні вимоги до штампування, механічної оброблюваності, зварюваності, загартуваності, цементації та шліфуванню в процесі затвердіння, що пояснює необхідність легування сталі за допомогою певної групи хімічних елементів. Досліджено вплив різних складів сталей для зубчастих коліс на рівень внутрішніх інтенсивностей, що виникають в деталях при термічній обробці.

Встановлено оптимальний склад комплексологованої цементуючої сталі.

Ключові слова: легування, сталь, шліфування, внутрішня інтенсивність, зубчасті колеса, цементация, аустеніт.

ОПТИМИЗАЦИЯ ХИМИЧЕСКОГО СОСТАВА
СТАЛИ ДЛЯ ШЕСТЕРЕН
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО
МАШИНОСТРОЕНИЯ

О. Е. Семеновский, Л. Л. Титова

Аннотация. Разработка новых сталей в машиностроении для создания сплавов с заданными свойствами, позволяющими минимизировать материальные и трудовые затраты при их обработке.

Оптимизация химического состава сплава на основе анализа влияния сложного легирования на структуру и, следовательно, на технологичность стали. Это уменьшит уровень внутренней интенсивности в процессе термообработки.

На основе анализа существующих тенденций в машиностроении установлено, что сложность современных деталей зубчатых колес накладывает на материал растущие технологические требования к штамповке, механической обрабатываемости, свариваемости, загартовуваности, цементации и шлифовке в процессе затвердевания, что объясняет необходимость легирования стали с помощью определенной группы химических элементов. Исследовано влияние различных составов сталей для зубчатых колес на уровень внутренних интенсивностей, возникающих в деталях при термической обработке. Установлен оптимальный состав комплексологованной цементирующей стали.

Ключевые слова: легирования, сталь, шлифовка, внутренняя интенсивность, зубчатые колеса, цементация, аустенит.

О. Є. Семеновський ORCID 0000-0001-8953-2158.

Л. Л. Тітова ORCID 0000-0001-7313-1253.

УДК 621.331.922

МЕТОД ПОШУКУ ЕКСТРЕМУМУ БАГАТОМІРНИХ ФУНКЦІЙ ПРИ ВИРІШЕННІ ІНЖЕНЕРНИХ ЗАДАЧ МАШИН ДЛЯ ЛІСОТЕХНІЧНИХ РОБІТ

Л. Л. Тітова, О. В. Надточій

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: o.nad@ukr.net.

Історія статті: отримано – червень 2020, акцептовано – жовтень 2020.

Бібл. 22, рис. 5, табл. 3.

Анотація. Дана стаття присвячена аналізу найбільш поширених методів оптимізації, що використовуються в практичних інженерних задачах пошуку екстремуму багатомірних функцій і формування на основі виявлених властивостей рекомендацій щодо вибору кращого на різних наборах даних. В процесі аналізу були розглянуті різні реалізації методів градієнтного спуску, імпульсні методи, адаптивні методи та квазіньютонівські методи, узагальнені переваги та проблеми кожного з методів при їх використанні. Розроблена комп'ютерна програма, яка реалізує всі розглянуті методи. Проведений обчислювальний експеримент за трьома функціями показав, що найефективнішими виявилися методи нульового порядку – Розенброка та нульового порядку – Пауелла.

Ключові слова: методи оптимізації, метод градієнтного спуску, стохастичний градієнт, квазіньютонівські методи, цільова функція.

Постановка проблеми

В лісопромисловому комплексі існує велика кількість задач, які можуть бути вирішені за допомогою комбінаторних методів оптимізації: завдання формування комплексів сільськогосподарських машин, побудови сівозмін, завдання визначення рентабельності сільськогосподарських підприємств і т.п. Це пов'язано з дискретною природою множин, на яких здійснюється оптимізація.

Наприклад, – дискретні безлічі культур, полів, дозволених і неприпустимих сівозмін, безлічі лісгосподарської техніки і технологічних операцій на виконання лісгосподарських робіт, тощо. Основною метою організації технологічного процесу при цьому є пошук поєднання шуканих параметрів, який забезпечує екстремум по одному з критеріїв якості – критерію підвищення біологічного потенціалу рослин, зменшення енерговитрат чи зменшення впливу на екосистему. Вибір швидкого та надійного алгоритму пошуку такого екстремуму є актуальним.

Аналіз останніх досліджень

В процесі проектування інтелектуальних систем управління часто виникає завдання визначення найкращих значень параметрів чи структури об'єктів. Таке завдання називається оптимізацією. Сьогодні оптимізаційні задачі і задачі прийняття рішень моделюються і вирішуються в самих різних областях техніки [1]. До навичок математичного обґрунтування прийняття рішень відносяться навички математичного моделювання оптимізаційних задач, вибору адекватного математичного забезпечення (методу, алгоритму, програмної системи) з необхідним обґрунтуванням, аналізу отриманих результатів та їх інтерпретації в термінах предметної області.

Для оцінки наближення локального екстремуму, отриманого застосуванням методів класичного і стохастичного градієнтного спуску, імпульсних, адаптивних та квазіньютонівських, що звужують околицю і вектор спаду. Визначимо залежність розмірності задачі і тимчасових витрат при пошуку глобального екстремуму функції мети.

Методи мінімізації функції при нелінійних обмеженнях можна розбити на два класи. До першого класу відносяться ті з них, в яких пошук умовного мінімуму зводиться до безумовної мінімізації функції, що виходить додаванням штрафу за неузгодженість обмежень до цільової функції. У методах другого класу обмеження враховуються безпосередньо, і пошук йде по допустимим точкам з монотонно зменшуваними значеннями цільової функції. До першого класу відносяться методи бар'єрних і штрафних функцій [5]. До другого класу відносяться методи прямого і випадкового пошуку для вирішення завдань з обмеженнями [1, 2, 3, 6-22].

Мета досліджень

Мета дослідження полягала у аналізі багатомірних методів оптимізації пошуку та знаходження оптимального за швидкістю сходження (кількістю ітерацій), точністю пошуку мінімуму функції та швидкістю виконання алгоритму. При

цьому планувалося провести обчислювальний експеримент для трьох функцій за допомогою розробленої комп'ютерної програми.

Метою цього обчислювального експерименту, з одного боку, є важливе самостійне значення для отримання умов застосування методів мінімізації функцій до вирішення практичних інженерних завдань, а з іншого це дасть можливість здійснити пошук глобального екстремуму для реальної (найбільшої) розмірності розв'язуваної задачі.

Результати досліджень

Завдання оптимізації в цілому зводиться до задачі пошуку екстремуму (мінімуму або максимуму) цільової функції з заданими обмеженнями. Її математична постановка виглядає наступним чином: необхідно визначити значення вектору змінних $x = (x_1, x_2 \dots x_n)$, які задовольняють обмеженнями виду:

$$f_i(x_1, x_2 \dots x_n) \leq b_i, \quad (1)$$

для всіх $i = 1 \dots k$ при яких досягається максимум чи мінімум цільової функції:

$$f_i(x_1, x_2 \dots x_n) \rightarrow (\min).$$

Допустимим рішенням задачі буде таке рішення, яке задовольняє її обмеження (1). Сукупність допустимих рішень задачі називають областю допустимих рішень (ОДР) D . Остаточним рішенням завдання є пара $(x^{opt}, f^{opt}(x^{opt}))$, що складається з оптимального рішення і оптимального значення цільової функції.

Методи математичного програмування дають велику різноманітність алгоритмів вирішення даного завдання. В цілому алгоритми пошуку реалізують методи спуску до екстремуму, при яких значення цільової функції послідовно поліпшується аж до досягнення екстремуму. Залежно від можливості знаходження алгоритмом локального чи глобального екстремуму, вони діляться на алгоритми локального і глобального пошуку.

Для пошуку локального екстремуму чи одного з локальних екстремумів на безлічі допустимих рішень призначені алгоритми, в яких цільова функція приймає максимальне або мінімальне значення. При їх побудові можуть використовуватися як детермінований спуск в область екстремуму, так і випадковий пошук. Серед детермінованих методів розрізняють методи нульового порядку і градієнтні (1-го і 2-го порядку). Перші обраховують значення функції, яка оптимізується. Другі використовують приватні похідні відповідного порядку. Для пошуку екстремуму в випадках, коли вид оптимізується функції відомий не повністю, або її структура занадто складна, застосовуються методи стохастичного програмування або нейронних мереж. Ефективність процедури пошуку оптимуму – можливість відшукування рішення і збіжність до вирішення по швидкості залежать від виду функції і застосовуваного для неї методу. Розглянемо стратегію кожного методу більш детально, досліджуючи для визначеності мінімізацію цільової функції.

Прямі методи (нульового порядку). З прямих методів найбільш відомі методи: координатного спуску – по чергову оптимізація параметрів уздовж осей одним з відомих одновимірних методів; спірального координатного спуску; обертових координат (метод Розенброка); пошуку по симплекс; Хука-Дживса з пошуком за зразком; Розенброка; Пауела, тощо.

Метод координатного спуску полягає в тому, що в якості напрямків траєкторії спуску від попередньої точки пошуку x^{k-1} до подальшої x^k приймаються по черзі напрямки координатних осей x_i ($i = 1 \dots n$). Після спуску на один крок по координаті x_1 відбувається перехід до спуску на один крок по координаті x_2 і далі, поки не буде знайдена наступна точка пошуку x^k з координатами $x_1^k, x_2^k \dots x_n^k$. Рух по траєкторії спуску триває до тих пір, поки не будуть досягнуті околиці точки мінімуму x^{opt} цільової функції, що визначаються точністю обчислень. Для пошуку координат точки x^k на кожному кроці ітерації можна використовувати будь-який з методів одновимірної мінімізації: метод золотого перетину, метод поділу відрізка навпіл, метод інтерполяції-екстраполяції, тощо.

Метод спірального координатного спуску відрізняється від розглянутого вище лише тим, що крок h змінюється кожного разу при переході від пошуку мінімуму по одній змінній до пошуку мінімуму за іншою змінною. У тривимірному просторі це нагадує спуск до впадини по спіралі. Зазвичай цей метод дає деяке скорочення часу пошуку хоча цей метод менш ефективний при наявності поверхонь з "ярами". Спроба просування в будь-якому напрямку може викликати "погіршення" цільової функції. У той же час просування уздовж "яру" може давати "покращення" цільової функції.

Метод Розенброка спрямований на усунення одного з недоліків методу координатного спуску - високу чутливість до вибору системи координат. В процесі пошуку методом Розенброка проводиться поворот координатних осей так, щоб одна з осей була направлена вздовж напрямку "яру". Розглянемо алгоритм методу в разі одновимірної мінімізації. На кожній ітерації процедура здійснює ітеративний пошук вздовж n лінійно незалежних і ортогональних напрямків. Коли отримана нова точка в кінці ітерації, будується нова множина ортогональних векторів (рис. 1).

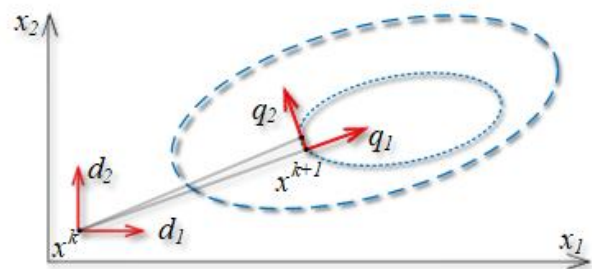


Рис. 1. Схема побудови нової системи координат за методом Розенброка

Fig. 1. The scheme construction a new coordinate system by the method of Rosenbrock.

Побудова напрямків пошуку. Нехай $d_1 \dots d_n$ – лінійно незалежні вектори, за нормою рівні одиниці. Припустимо, що ці вектори взаємно ортогональні, тобто $d_i \cdot d_j = 0$ для $i \neq j$. Починаючи з поточної точки x^k , цільова функція послідовно мінімізується уздовж кожного з напрямків, в результаті чого виходить точка x^{k+1} . Новий набір напрямків $q_1 \dots q_n$ будується за допомогою процедури Грамма-Шмідта:

$$\begin{aligned} a_j &= \begin{cases} d_j, \text{IF } \lambda_i = 0 \\ \sum_{i=j}^n d_i \cdot \lambda_i, \text{IF } \lambda_i \neq 0 \end{cases} & q_i &= \frac{b_j}{|b_j|} \\ b_j &= \begin{cases} a_j, \text{IF } j = 0 \\ a_j - \sum_{i=1}^{j-1} (a_i \cdot q_i) \cdot q_i, \text{IF } j \geq 2 \end{cases} \end{aligned} \quad (2)$$

Нові напрямки, побудовані описаним чином, є лінійно незалежними і ортогональними. І хоча метод Розенброка усуває проблеми, пов'язані з отриманням рішення заданої точності, проте такий підхід порівняно збільшує час пошуку, що є відносним недоліком описаного методу.

Метод Нелдера-Міда (пошуку по симплексу) використовує геометричну конфігурацію, яка називається симплекс. Симплекс – це опуклий багатогранник з числом вершин, рівним $n + 1$, де n – розмірність простору. Його важливою властивістю є можливість побудови нового симплексу на будь-якій грані вихідного, шляхом перенесення обраної вершини на деяку відстань уздовж прямої, що з'єднує цю вершину з центром ваги інших вершин симплекса.

Алгоритм починається з побудови регулярного симплекса в просторі незалежних змінних задачі і оцінювання значення цільової функції в його вершинах. Потім точка x_i з найбільшим значенням функції віддзеркалюється через центр ваги інших точок:

$$x_c = \frac{1}{N} \sum_{i \neq j, i=0}^N x_i. \quad (3)$$

Нова точка використовується як вершина нового симплекса. Ітерації тривають до тих пір, поки або не буде досягнута точка мінімуму, або не почнеться циклічний рух по двох або більше симплексах.

Серед методів деформації вихідного симплекса (яка відбувається після відкидання найгіршої вершини і подальшому пошуку нової підходящої вершини) зустрічається: відображення вершини (вершина просто відбивається щодо однієї зі сторін симплекса), редукція (симплекс зберігає свою форму, але розміри його зменшуються), розтягнення, стиснення. Однак і цей метод не дивлячись на простоту містить певні недоліки: виникають труднощі пов'язані з масштабуванням завдання (в реальних задачах різні змінні часто не співставні між собою за значеннями); алгоритм працює повільно (не використовується інформація попередніх ітерацій); не існує простого способу зміни розмірів симплекса без перерахунку всіх значень цільової функції.

Метод Хука-Дживса являє собою комбінацію двох типів пошуку: досліджуваний пошук і пошук за зразком. Перший орієнтований на виявлення характеру локальної поведінки цільової функції і визначення напрямків уздовж "яруг". Задається величина кроку, яка може бути різною для різних координатних напрямків і змінюватися в процесі пошуку.

Якщо значення цільової функції в пробній точці не перевищує значення у вихідній, то крок пошуку розглядається як успішний. В іншому випадку, необхідно повернутися в попередню точку і зробити крок в протилежному напрямку. Після перебору всіх N координат досліджуваний пошук закінчується. Отримана точка називається базовою.

Пошук за зразком полягає в реалізації єдиного кроку з отриманої базової точки вздовж прямої, що з'єднує її з попередньою базовою точкою. І нова точка будується за формулою:

$$x_b^{k+1} = x^k + \lambda \cdot (x^k - x^{k-1}), \quad (4)$$

де x^k – поточна базова точка; x^{k-1} – попередня базова точка; x_b^{k+1} – точка, побудована при русі за зразком; λ – параметр алгоритму.

Якщо рух за зразком не приводить до зменшення цільової функції, то точка x_b^{k+1} фіксується в якості тимчасової базової точки і знову проводиться досліджуваний пошук з цієї точки. Якщо в результаті виходить точка зі значенням функції меншим, ніж у x^k , то вона розглядається як нова базова точка x^{k+1} . Якщо досліджуваний пошук невдалий, то відбувається повернення в x^k і проводиться пошук в протилежному напрямку. Якщо він також не приводить до успіху, то величина кроку зменшується і відновлюється досліджуваний пошук. Пошук завершується, коли величина кроку стає досить малою. Перевагами даного методу є проста стратегія пошуку і невеликий обсяг необхідної пам'яті. Однак алгоритм заснований на циклічному русі по координатах, а це може привести до виродження алгоритму в нескінченну послідовність. Для запобігання ставлять обмежувач ітерацій, після якого алгоритм зупиняється.

Це не всі методи нульового порядку, проте основні ми розглянули.

Гradientні методи. Група методів, ітераційні процеси яких для вирішення завдань безумовної оптимізації, на кожному кроці збігаються з антиградієнтом функції, називаються градієнтними методами, чи методами спуску. Їх ще називають методами першого порядку, або методами спуску. Ці методи використовують як значення функції, так і значення приватних похідних першого порядку, тому можуть бути застосовані для мінімізації функцій, які диференціюються. Методи першого порядку сходяться швидше методів прямого пошуку, так як в них враховуються похідні, що характеризують напрямки найбільш швидкого спадання функції. Розглянемо деякі з них:

Алгоритм найшвидшого спуску реалізує ітераційну процедуру руху до мінімуму з довільно вибраної початкової точки в напрямку найбільш сильного зменшення функції, визначеному в околиці поточного значення аргументу функції, що мінімізується. Такий напрям протилежний напрямку, що задається вектором градієнта $\text{grad } f(x) = \nabla f(x)$ функції, що мінімізується $f(x)$. Загальна формула для знаходження значення аргументу x^{k+1} за значенням x^k , знайденому на k -му кроці роботи алгоритму найшвидшого спуску:

$$x^{k+1} = x^k + \lambda^k \cdot s^k,$$

де s^k – вектор одиничної довжини в напрямку, протилежному напрямку градієнта $\nabla f(x^k)$, визначеному в точці x^k ; λ^k – крок градієнтної процедури.

$$s^k = \frac{-\nabla f(x^k)}{|\nabla f(x^k)|}, \quad (5)$$

де $|\nabla f(x^k)|$ – норма вектору градієнта.

Алгоритми найшвидшого спуску розрізняються за способом визначення кроку λ^k . Якщо крок λ^k не залежить від k (є постійним), то в околицях екстремуму виникають незгасаючі коливання, амплітуда яких залежить від величини λ і від форми функції, яка мінімізується. Використання постійного кроку: дозволяє побудувати найбільш простий варіант алгоритму; при великих значеннях λ забезпечує швидкий рух до екстремуму, проте призводить до помітних змін на околицях екстремуму; при малих значеннях λ призводить до низької швидкості збіжності до екстремуму; інформація про прийнятну величину кроку λ отримується у ході налагодження алгоритму. Якщо далеко від екстремуму функція $f(x)$ має малий градієнт, швидкість збіжності може виявитися неприпустимо повільно. Цю проблема вирішують шляхом модифікації алгоритму.

Метод сполучених градієнтів Флетчера і Рівса напрямку спуску у якого відхиляється від напрямку антиградієнта за рахунок додавання до нього вектору напрямку, використовуваного на попередньому кроці, помноженого на деяке позитивне число. Напрями пошуку на кожній ітерації визначаються за допомогою формули:

$$s^k = -\nabla f(x^k) + \sum_{i=0}^{k-1} \alpha^i \cdot s^i. \quad (6)$$

Значення параметрів вибираються таким чином, щоб напрямок був пов'язаним з усіма побудованими раніше напрямками пошуку. Це можливо коли виконується наступна умова:

$$\alpha_{k-1} = \frac{(\nabla f(x_k))^2}{(\nabla f(x_{k-1}))^2}. \quad (7)$$

Практичні дослідження [13] показали, що цей метод сходиться швидше методу найшвидшого спуску, причому його ефективність зростає на завершальних етапах пошуку мінімуму функції. Крім цього, слід зазначити, що даний метод може бути використаний при мінімізації функцій з розривними похідними. Пошук "не зависає на злам", а йде уздовж лінії, що з'єднує точки зламів ліній рівня, яка, як правило, проходить через точку мінімуму.

Градієнтні методи є досить ефективними, але на початковому етапі мінімізації. На наступних етапах, коли пошукові точки знаходяться поблизу точки мінімуму, необхідно застосовувати методи, що мають більш високу швидкість збіжності. Цими методами є методи другого порядку, до яких відносяться метод Ньютона і пов'язані з ним квазиньютонівські методи.

Метод Ньютона заснований на квадратичній апроксимації функції, що мінімізується в околиці точки x^k . Мінімум квадратичної функції легко знайти, прирівнюючи її градієнт до нуля. Можна відразу ж обчислити положення екстремуму і вибрати його в якості наступного наближення до точки мінімуму. Обчислюючи точку нового наближення за формулою:

$x^{k+1} = x^k + \Delta x^k$, а розклавши $f(x^{k+1})$ у ряд Тейлора, отримуємо квадратичну апроксимацію.

$$f_{sq}(x^{k+1}) = f(x^k) + (\nabla f(x^k))^T \Delta x^k + \frac{1}{2!} (\Delta x^k)^T \nabla^2 f(x^k) \Delta x^k. \quad (8)$$

За умови мінімуму шукають довжину кроку x^k :

$$x^k = -[\nabla^2 f(x^k)]^{-1} \cdot \nabla f(x^k). \quad (9)$$

Переваги методу Ньютона:

- якщо функція, що мінімізується є квадратичною, метод дозволить знайти мінімум за один крок;

- якщо функція належить до класу поверхонь обертання (тобто володіє симетрією), то метод також забезпечує збіжність за один крок;

- якщо функція несиметрична, то метод не забезпечує збіжність за кінцеве число кроків. Але для багатьох функцій досягається набагато більш висока швидкість збіжності, ніж при використанні інших модифікацій методу найшвидшого спуску.

Недоліки методу Ньютона пов'язані з необхідністю обчислень і обернених матриць других похідних. При цьому не тільки витрачається машинний час, оскільки можуть з'явитися значні обчислювальні похибки, якщо матриця $\nabla^2 f(x^k)$ виявиться погано обумовленою.

Метод Девідона-Флетчера-Пауелла званий також методом змінної метрики потрапляє в загальний клас квазиньютонівських процедур, в яких напрямки пошуку на k – тій ітерації задаються у вигляді: $s^k = -h^k \nabla f(x^k)$. Напрямок градієнта відхиляється завдяки множенню на h^k , яка є позитивно визначена симетрична матриця порядку $n \times n$, апроксимуюча зворотну матрицю Гессе. На кожному кроці матриця оновлюється, тобто приймає вигляд: $h^{k+1} = h^k + a^k + b^k$.

$$\begin{aligned} a^k &= \frac{\Delta x^k \cdot (\Delta x^k)^T}{(\Delta x^k)^T \cdot \Delta g^k}, & \Delta x^k &= x^k - x^{k-1}, \\ b^k &= -\frac{h^k \cdot (\Delta x^k)^T \cdot \Delta g^k \cdot h^k}{\Delta x^k \cdot h^k \cdot (\Delta x^k)^T}, & \Delta g^k &= \nabla f(x^{k+1}) - \nabla f(x^k). \end{aligned} \quad (10)$$

Алгоритм Девідона-Флетчера-Пауелла іноді може привести до ситуації, коли матриця стає погано обумовлена або ж порушується умова позитивної визначеності. Причиною цього є невдалий вибір початкового наближення, а також наявність помилок округлення. Для подолання цих труднощів слід підвищити точність обчислень і періодично оновлювати ітераційний процес.

Метод Девідона-Флетчера-Пауелла широко використовується для вирішенні найрізноманітніших завдань і відрізняється високою.

Отже, хоча немає жодного універсального методу, який дозволяє успішно вирішувати всі завдання, деякі методи краще пристосовані для вирішення завдань певного типу. Ретельний вибір відповідного алгоритму часто дозволяє заощадити і машинний час, і зусилля, витрачені інженером на вирішення задачі. У розділі дані рекомендації які алгоритми віддати перевагу, для чого розглянуті методи прямого пошуку, градієнтні методи і методи другого порядку.

При створенні і побудові систем прийняття рішень виникає необхідність у вирішенні

найрізноманітніших завдань оптимізації. Розглянуті методи багатовимірної оптимізації як методи вирішення загального завдання пошуку локального екстремуму, та проведені порівняння їх ефективності не дали однозначної відповіді на питання коли і який саме має бути використаний метод. Результат аналізу застосовності розглянутих алгоритмів дослідження спонукав до більш глибокого числового експерименту направлено на виявлення найшвидшого алгоритму з максимальною правдоподібністю.

Числові експерименти (практична реалізація). Для практичного використання була розроблена програма на мові програмування Delphi (рис. 2).

Розроблений інтерфейс програми дозволяє оперативне введення цільової функції і здійснення пошуку рішення одним з 15 методів. Результат такого пошуку містить час затрачений на розрахунок та числові значення проміжних значень на кожному кроці (ітерації) розрахунку (табл. 1).

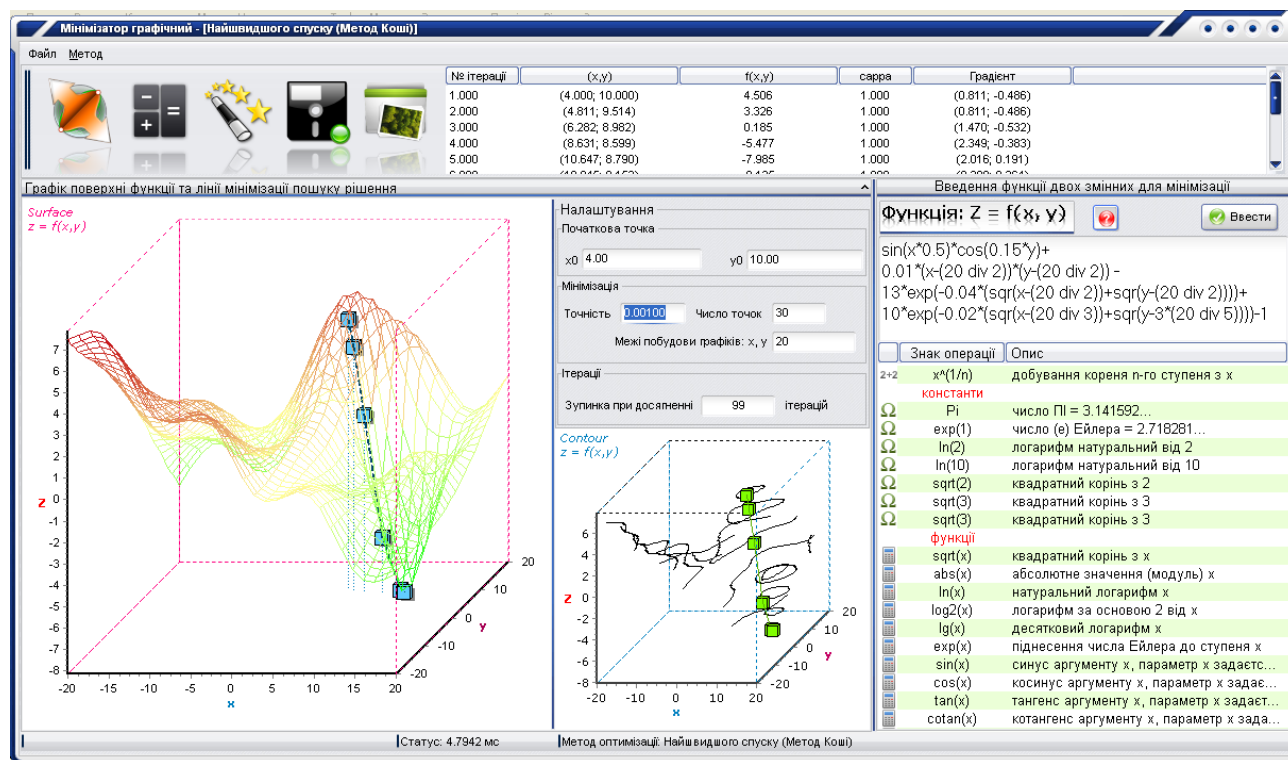


Рис. 2. Вид головного вікна програми *minGraph* (мінімізатор графічний).

Fig. 2. View of the main window of the *minGraph* program (graphic minimizer).

Таблиця 1. Результат генерації проміжних значень розрахунку програмою *minGraph*.

Table 1. The result of generating intermediate values of the calculation program *minGraph*.

$$Z(x) = 8 \cdot x^2 - 4 \cdot x \cdot y + 5 \cdot y^2 + 8 \cdot \sqrt{5} \cdot (x + 2 \cdot y) + 64$$

Метод: По координатний спуск (золотий перетин) - метод Гаусса - Зайделя

Час розрахунку: 12.2292 мс

Ітер.	(x, y)	Z = f(x, y)	скалярний аргумент*	градієнт
1	(-15.000; 10.000)	3053.443	0.000	(-15.000; 10.000)
2	(-4.868; -5.525)	13.869	1.000	(-4.868; -5.525)
3	(-2.499; -4.578)	-35.501	1.000	(-2.499; -4.578)
4	(-2.263; -4.482)	-35.995	1.000	(-2.263; -4.482)
5	(-2.239; -4.473)	-36.000	1.000	(-2.239; -4.473)
6	(-2.237; -4.473)	-36.000	1.000	(-2.237; -4.473)
7	(-2.236; -4.472)	-36.000	1.000	(-2.236; -4.472)
8	(-2.236; -4.472)	-36.000	1.000	(-2.236; -4.472)

Примітка * – скалярний аргумент k скалярної функції виду: $\Psi(k) = f(\bar{x}^k + k \cdot \bar{y}^k)$.

Методика числового експерименту полягала в наступному: для трьох цільових функцій при певних початкових умовах (табл. 2) досліджувалися швидкість та точність сходження при використанні 15 методів пошуку мінімуму: 1 – по координатний спуск (золотий перетин) – метод Гаусса-Зайделя; 2 – випадкового пошуку; 3 – градієнтного спуску з дробленням кроку;

4 – найшвидшого спуску (метод Коші); 5 – пов'язаних напрямків; 6 – Флетчера-Рівса; 7 – ДФП (Давідона-Флетчера-Пауелла); 8 – циклічного по координатного спуску; 9 – нульового порядку – Хука-Дживса; 10 – нульового порядку – Розенброка; 11 – нульового порядку – Пауелла; 12 – нерегулярний симплекс – Нелдера-Міда; 13 – метод Ньютона; 14 – умовного

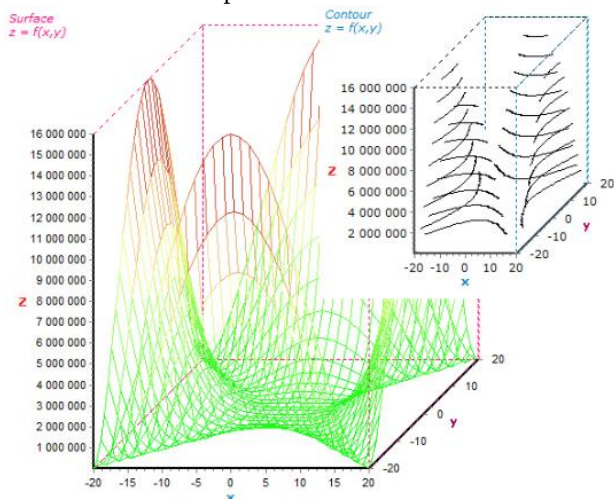
градієнта; 15 – проекції антиградієнта. При цьому фіксувалися наступні параметри: кількість ітерацій, час затрачений на пошук рішення, знайдене значення функції і наступне порівняння з точним значенням шляхом пошуку абсолютної похибки (табл. 3).

При пошуку мінімуму функцій ітераційним методами одним з вирішальних чинників слід вважати

стабільність результатів. Це означає, що невеликі відхилення від початкових значень шуканих функцій не повинні призводити до істотної зміни кінцевого результату. Для наочності вид поверхонь і обчислювальний процес мінімізації для двох змінних показаний на рис. 3.

Таблиця 2. Вихідні дані моделювання пошуку кращого алгоритму для трьох функцій.

Table 2. The output of the simulation search for the best algorithm for the three functions.



Функція 1 – f_1 :

$$f(x, y) = 100 \cdot (y^2 - x^2)^2 + (1 - x)^2$$

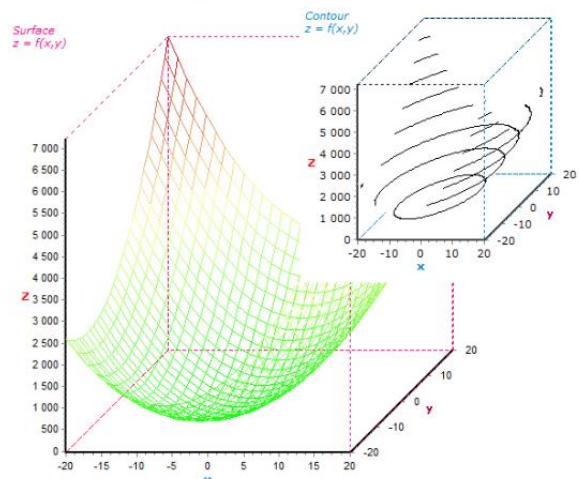
Початкові дані:

Початкова точка – $(x_0 = -19.00; y_0 = 0.00)$

Точність – $e = 0.001$

Число точок – 30

Межі побудови графіка – $x, y = 20$



Функція 2 – f_2 :

$$f(x, y) = 8x^2 - 4xy + 5y^2 + 8\sqrt{5} \cdot (x + 2y) + 64$$

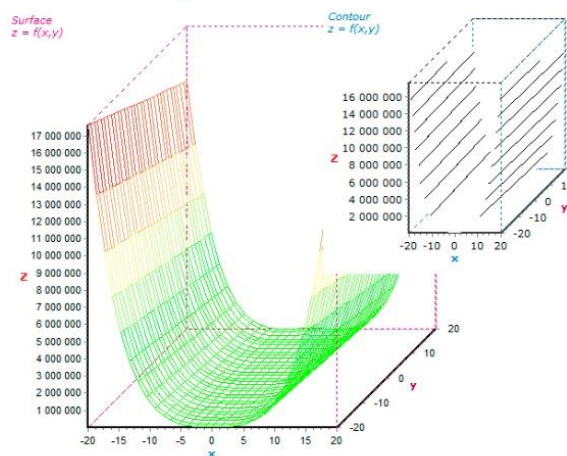
Початкові дані:

Початкова точка – $(x_0 = -15.00; y_0 = 10.00)$

Точність – $e = 0.001$

Число точок – 30

Межі побудови графіка – $x, y = 20$



Функція 3 – f_3 :

$$f(x, y) = 100 \cdot (y - x^2)^2 + (y - 1)^2$$

Початкові дані:

Початкова точка – $(x_0 = -19.00; y_0 = 0.00)$

Точність – $e = 0.001$

Число точок – 30

Межі побудови графіка – $x, y = 20$

У цьому обчислювальному експерименті було використано навмисне складні умови роботи. Для цього початкові точки були вибрані якнайдалі від ймовірного мінімуму.

Після знаходження оптимуму функцій (рис. 3) було проведено порівняння результатів обрахунку за методами для трьох функцій на швидкість сходження, точність сходження.

Таблиця 3. Розрахункові мінімальні значення функцій для різних алгоритмів.

Table 3. Estimated minimum values of functions for different algorithms.

Метод	Знайдене значення	Ітерації	Час, мс	Δ
функція – f_1 ($\min = 0$)				
1.	323,997	3	6,4131	-323,997
2.	0,059	74	116,97	-0,059
3.	3592310	2	4,2522	-3592310
4.	0,771	5	6,4882	-0,771
5.	0,771	4	5,5555	-0,771
6.	0,771	8	21,8611	-0,771
7.	0,557	98	159,5394	-0,557
8.	99,994	3	202,1436	-99,994
9.	110,249	4	7,2663	-110,249
10.	0	5	6,6056	0
11.	0	5	6,6534	0
12.	0,001	2	4,4209	-0,001
13.	0,771	16	29,3393	-0,771
14.	0,049	143	223,6698	-0,049
15.	4	308	480,2124	-4
функція – f_2 ($\min = -36$)				
1.	-36	8	15,32	0
2.	-35,745	79	142,667	-0,255
3.	-36	29	58,9249	0
4.	-36	9	22,9714	0
5.	-36	3	8,9138	0
6.	-36	3	5,9635	0
7.	-36	3	4,7089	0
8.	-36	8	214,511	0
9.	-36	12	20,3669	0
10.	-36	7	24,5134	0
11.	-36	3	11,0239	0
12.	-36	2	4,3565	0
13.	-36	3	4,8218	0
14.	-20,22	3	4,9149	-15,78
15.	-34,997	7	25,2023	-1,003
функція – f_3 ($\min = 0$)				
1.	0,15	99	180,254	-0,15
2.	4,977	74	134,857	-4,977
3.	3586954	2	14,4432	-3586954
4.	0,361	98	160,222	-0,361
5.	0,478	49	104,287	-0,478
6.	43,643	99	162,982	-43,643
7.	0	92	156,589	0
8.	0	987	7604	0
9.	0,044	480	1867,2	-0,044
10.	0	135	248,126	0
11.	0	6	30,9801	0
12.	0	2	8,6935	0
13.	0	22	43,0731	0
14.	0	17	39,3458	0
15.	0	371	570,204	0

Обчислювальний експеримент показав, що перша функція виявилась досить складною майже для всіх алгоритмів (*мінімум при: $x = 1; y = 1$*). Найгіршу швидкість сходження показали методи 7, 8 та 14 і 15. Ці методи мають до того ж незадовільну точність. Оптимальне рішення не було знайдено, а значення

наближення до мінімуму склали від 0,049...99,994. Найбільш ефективно себе показали методи 10, 11 та 11. Точність даних методів склала 100%. Недопустимо використовувати для пошуку мінімуму цієї функції 3 методом (градієнтного спуску з дробленням кроку). Звісно якщо врахувати значення функції у початковій точці (13032500), то знайдене значення 0,049...0,771 (це майже мінімум, з деяким припущенням можна вважати достатнім рішенням методами 2,4,5,6,7, 13 та 14.

Друга функція (*мінімум = -36*) виявилася простішою для пошуку рішення. Це пояснюється більш вираженим піком мінімуму (табл.2). Із задачею не справилися лише три методи 2, 14 і 15. Всі інші показали високу точність. Щодо швидкості сходження то 2 і 3 методи виконали роботу за 79 і 29 ітерацій відповідно. Час на роботу алгоритму при цьому залежав не так від кількості ітерацій, як від складності алгоритму.

Залежності швидкості сходження трьох функцій для 15 алгоритмів (рис. 4) показав найкращі показники для 11, 12 та частково 3 методів. Однак, враховуючи сучасну швидкість роботи комп'ютерів кількість ітерацій наближену до 100 не є такою вже важливою, хоча різниця в часі (рис. 5) є більш разючою (8 і 9 методи – 2000, 8000 мс). Більш визначальною для методів є точність пошуку мінімуму.

Третя експериментальна функції при пошуку мінімуму показала відмінну роботу методів 7–15. І це зважаючи на складність функції Розенброка. Ця функція – класична проблема оптимізації, також відома як бананова функція. Вона має велике повільно спадаюче плато. Знайти плато – тривіальна задача, однак конвергенція до глобального оптимуму важка. Ця функція використовується для оцінки роботи алгоритмів оптимізації, а тому і була нами обрана для дослідження. Всі інші методи спіткнулися на цій функції і показали сумнівні результати, особливо 3 метод. Особливу зацікавленість виявили в роботі 8 і 9 методи (циклічного по координатного спуску і нульового порядку – Хука-Дживса). Відмічається досить погане сходження та великий час на роботу алгоритму. Проте результат виявився відмінним для 8 та достатнім для 9 методу.

Проведені обчислювальні експерименти по мінімізації трьох функцій (табл. 2) для 15 методів оптимізації показали, що для всіх досліджуваних функцій можна рекомендувати два методи: 10 – нульового порядку –Розенброка та 11 – нульового порядку –Пауелла (рис. 3).

Це пояснюється тим, що дані алгоритми відразу рухаються на локальний мінімум і мають найбільш широку область тяжіння, в силу чого з більшою ймовірністю хоча б одна з ітерацій потрапляє в зазначену область і чинить максимальний вплив на подальшу поведінку алгоритму пошуку.

Лише ці методи показали для всіх функцій найкращу сходження та точність обчислення. Інші методи частково показали відмінні результати для певних функцій, тоді як для інших функцій не зовсім.

Слід зазначити, що доцільно використання цих методів на більш складних функціях, які окрім глобального мінімуму містять декілька локальних мінімумів, що може становити інтерес при вирішенні

прикладних інженерних задач. Використання ж інженерних функцій, і загалом підвищить стабільність розробленого інструменту пришвидшить аналіз отриманих результатів.

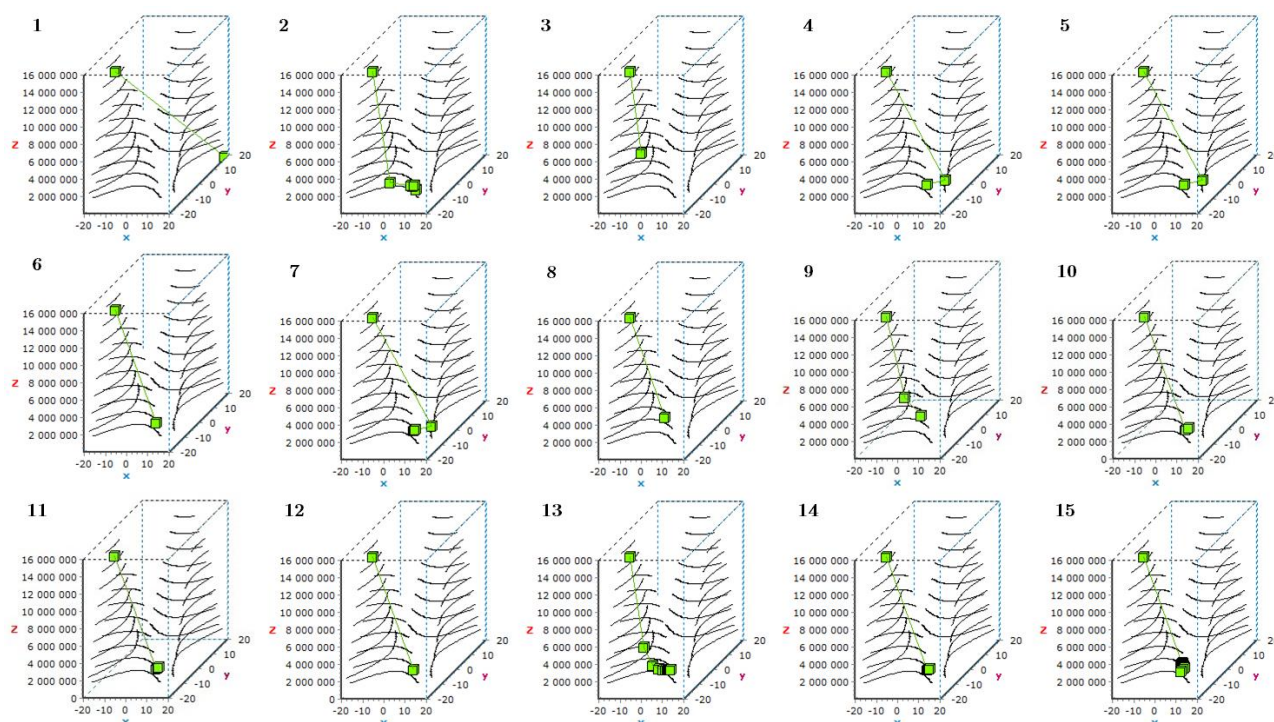


Рис. 3. Множина зображень пошуку мінімуму для функції f_1 різними методами.

Fig. 3. A set of minimum search images for a function f_1 by different methods.

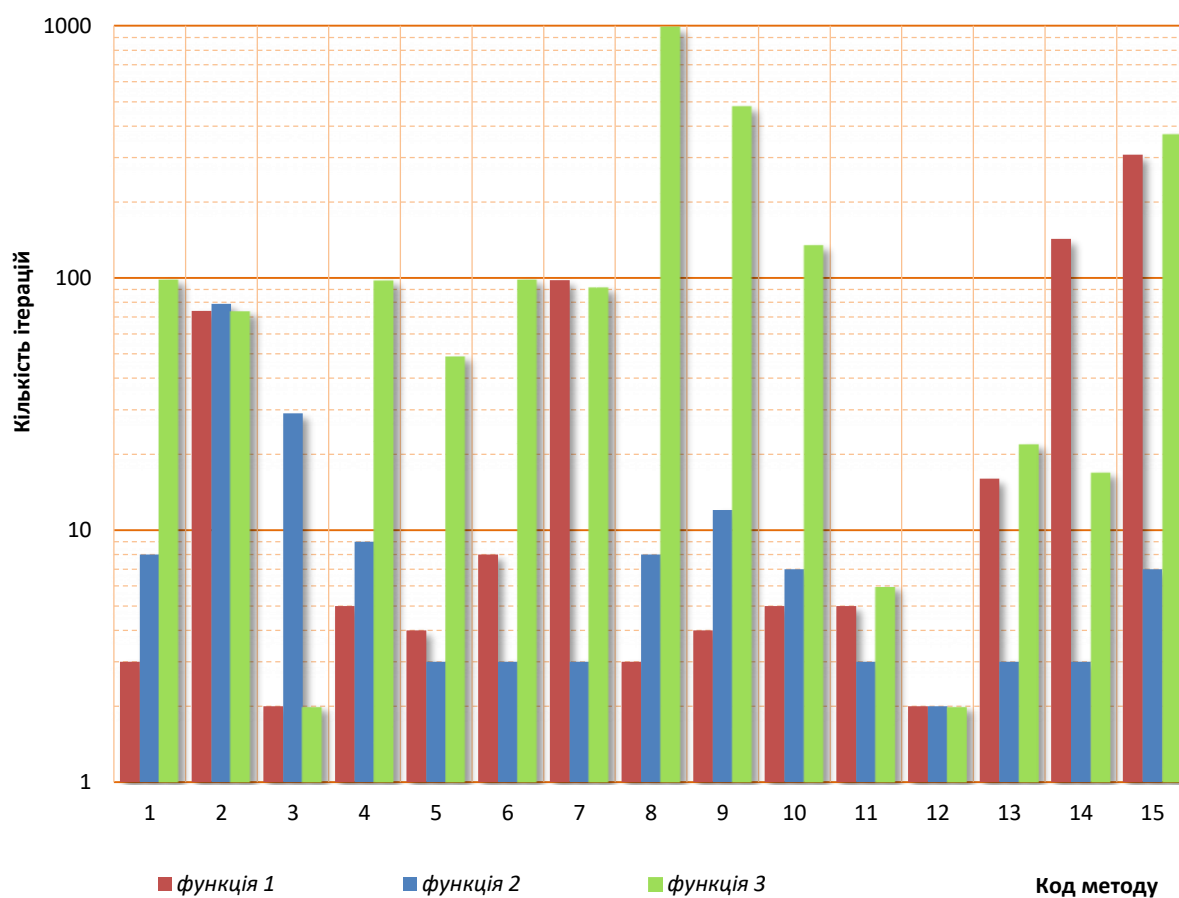


Рис. 4. Гістограми сходження експериментальних функцій для 15 методів.

Fig. 4. Histograms of convergence of experimental functions for 15 methods.

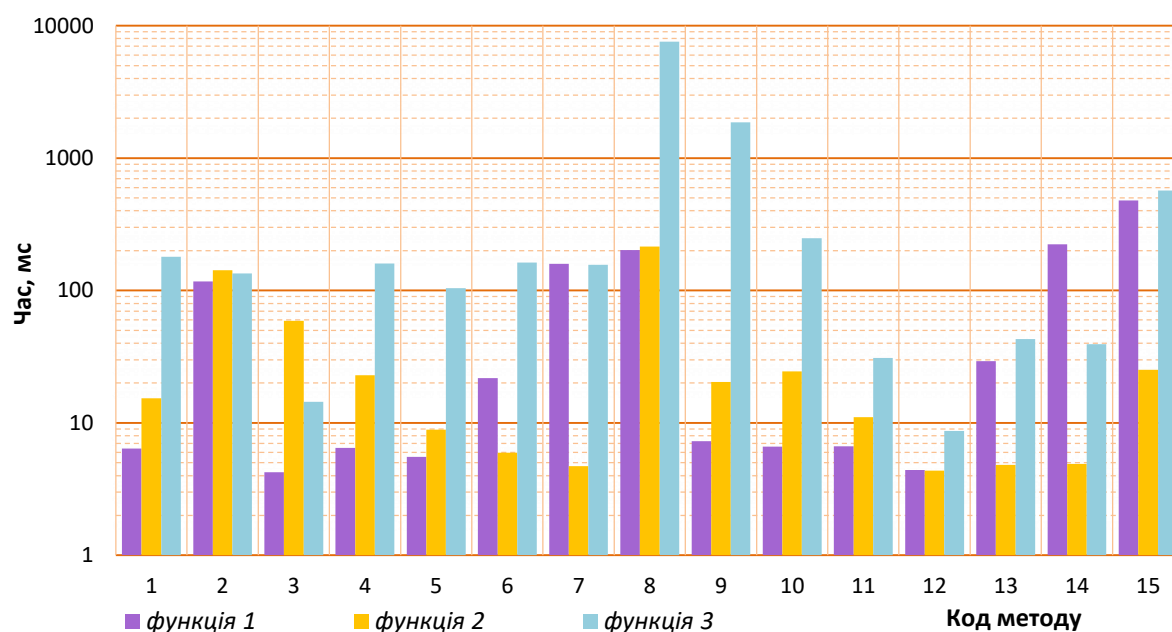


Рис. 5. Гістограми швидкості роботи 15 методів пошуку для трьох експериментальних функцій.

Fig. 5. Speed histograms of 15 search methods for three experimental functions.

Висновки

1. В ході даної роботи були розглянуті основні методи оптимізації, що застосовуються в сучасних інженерних задачах та методах навчання нейронних мереж. У процесі дослідження було проведено аналіз властивостей і особливостей розглянутих методів, а також сформульовані умови та обґрунтування їх найбільш оптимального застосування в різних практичних завданнях з точки зору їх сходження і точності.

2. Дані аналізу супроводжуються практичними результатами, які підтверджують сформульовані рекомендації по використанню розглянутих методів класичного і стохастичного градієнтного спуску, імпульсних, адаптивних, а також квазіньютонівських алгоритмів оптимізації в інженерних задачах.

3. Напрямки подальших досліджень. Розглянуті багатомірні методи оптимізації можуть бути в майбутньому використані для навчання нейронних мереж..

Список літератури

1. Антонов А. И. Переходный процесс в двумерной экстремальной системе при наличии запрещенных областей и случайном методе поиска. Задачи статистической оптимизации. Рига: Зинтане, 2011. С. 69-81.
2. Медведев Г. А., Рыжиков А. П. О применении алгоритмов случайного поиска в системах автоматической оптимизации. Задачи статистической оптимизации. Рига: Зинтане, 2011. С. 81-92.
3. Растрингин Л. А., Рина К. К. Автоматная теория случайного поиска. Рига: Зинтане, 2013. 342 с.
4. Таев И. С., Егоров Е. Г., Горшков Ю. Е., Попова Е. П. Оптимизация параметров

дугогасительной камеры электрического аппарата. Москва. Аппараты низкого напряжения. 2011. Вып. 1(92). С. 24-32.

5. Петров А. А. Численные методы условной оптимизации. Москва. Мир. 2017. 290 с.

6. Box M. J. A new method of constrained optimization and a compare son with other methods. Computer. 2015. №8. P. 42-52.

7. Burkhard G. Uber das Lichtbogenverhalten in Loschkammern und derem Bemessung. E1ektrie. 2014. Vol. E05. P. 96-105.

8. Hooke R., Jeeves T. Direct seach solution of numerical and ststist1cal problems. JACM. 2011. Vol. 8. P. 212-229.

9. Klingman W. R., Himmelblau D. M. Nonlinear programming with the aid of a multiple gradient summation technique. JACM. 2014. Vol. 11. P. 400-415.

10. Luws R., Jaakola T. Optimization by direct search and systematic reduction of the size of seach region. Ch.E. Journal. 2013. Vol. 19. P. 760-766.

11. Rosenbrock H. H. An automatic method for finding the greatest or least value of a function. Computer. 2020. Vol. 3. P. 175-184.

12. Rumelhart D. E. Learning representations of back-propagation errors. Nature. 2016. Vol. 323. P. 533-536.

13. Реклейтис Г. Оптимизация в технике. Москва. Мир. 2016. 220 с.

14. Goldberg D. E. Genetic Algorithms in Search, Optimization, and Machine Learning. Addison-Wesley, 2019. 308 p.

15. Колков Д. А. Анализ интервальных методов поиска глобального экстремума. Фундаментальные исследования. 2006. Вып. 2. С. 22-23.

16. Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Rosamaha Yu. O., Blesnyuk O. V., Ohiienko M. M. Ohiienko A. V. Engineering management of two-phase coulter systems of seeding machines for implementing

precision farming technologies. *INMATEH. Agricultural Engineering*. 2019. Bucharest. Vol. 58. No 2. P. 137-146. doi: 10.35633/INMATEH-58-15.

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

18. Rogovskii I., Titova L., Trokhaniak V., Trokhaniak O., Stepanenko S. Experimental study in a pneumatic microbioculture separator with apparatus camera. *Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Series II: Forestry, Wood Industry, Agricultural Food Engineering*. 2019. Vol. 12 (1). P. 117-128.

19. Тітова Л. Л., Роговський І. Л. Методичні положення потреби в мобільних засобах техобслуговування лісових МЕЗ. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК*. Київ. 2014. Вип. 196, ч. 3. С. 146-152.

20. Тітова Л. Л., Роговський І. Л. Методи технічного обслуговування лісових машин. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Харків. 2014. Вип. 155. С. 132-137.

21. Тітова Л. Л., Роговський І. Л. Обґрунтування технічних заходів підтримання працездатності машин для лісотехнічних робіт. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Харків. 2015. Вип. 160. С. 189-195.

22. Тітова Л. Л., Роговський І. Л. Аналіз періодичності техобслуговування машин для лісотехнічних робіт. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК*. Київ. 2015. Вип. 212, ч. 1. С. 322-328.

References

1. Antonov A. I. (2011). Transient process in a two-dimensional extremal system in the presence of forbidden regions and a random search method. *Statistical optimization problems*. Riga: Zintane. 69-81.

2. Medvedev G. A., Ryzhakov A. P. (2011). On the application of random search algorithms in automatic optimization systems. *Statistical optimization problems*. Riga. Zintane. 81-92.

3. Rastrigin L. A., Ripa K. K. (2013). Automatic theory of random search. Riga. Zintane. 342.

4. Taev I. S., Egorov E. G., Gorshkov Yu. E., Popova E. P. (2011). Optimization of parameters of the electric apparatus arc-extinguishing chamber. *Moscow. Low voltage devices*. 1(92). 24-32.

5. Petrov A. A. (2017). Numerical methods of conditional optimization. *Moscow. Myr*. 290.

6. Box M. J. (2015). A new method of constrained optimization and a comparison with other methods. *Computer*. 8. 42-52.

7. Burkhard G. (2014). Über das Lichtbogenverhalten in Loschkammern und deren Bemessung. *Elektrische E05*. 96-105.

8. Hooke R., Jeeves T. (2011). Direct search solution of numerical and statistical problems. *JACM*. 8. 212-229.

9. Klingman W. R., Himmelblau D. M. (2014). Nonlinear programming with the aid of a multiple gradient summation technique. *JACM*. 11. 400-415.

10. Luws R., Jaakola T. (2013). Optimization by direct search and systematic reduction of the size of search region. *Ch.E. Journal*. 19. 760-766.

11. Rosenbrock H. H. (2020). An automatic method for finding the greatest or least value of a function. *Computer*. 3. 175-184.

12. Rumelhart D. E. (2016). Learning representations of back-propagation errors. *Nature*. 323. 533-536.

13. Rekleytis G. (2016). Optimization in technology. *Moscow. Myr*. 220.

14. Goldberg D. E. (2019). Genetic Algorithms in Search, Optimization, and Machine Learning. Addison-Wesley, 308.

15. Kolkov D. A. (2006). Analysis of interval methods of searching for a global extremum. *Fundamental research*. 2. 22-23.

16. Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Rosamaha Yu. O., Blesnyuk O. V., 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.

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

18. Rogovskii I., Titova L., Trokhaniak V., Trokhaniak O., Stepanenko S. (2019). Experimental study in a pneumatic microbioculture separator with apparatus camera. *Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Series II: Forestry, Wood Industry, Agricultural Food Engineering*. 12(1). 117-128.

19. Titova L. L., Rogovsky I. L. (2014). Methodical provisions of the need for mobile means of maintenance of forest MEZ. *Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK*. Kyiv. 196(3). 146-152.

20. Titova L. L., Rogovsky I. L. (2014). Methods of maintenance of forest machines. *Bulletin of the Petro Vasylenko Kharkiv National Technical University of Agriculture*. Kharkiv. 155. 132-137.

21. Titova L. L., Rogovskii I. L. (2015). Substantiation of technical measures to maintain the efficiency of machines for forestry work. *Bulletin of the Petro Vasylenko Kharkiv National Technical University of Agriculture*. Kharkiv. 160. 189-195.

22. Titova L. L., Rogovsky I. L. (2015). Analysis of periodicity of maintenance of machines for forestry works. *Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK*. Kyiv. 2015. 212(1). 322-328.

МЕТОД ПОИСКА ЭКСТРЕМУМА
МНОГОМЕРНЫХ ФУНКЦИЙ ПРИ РЕШЕНИИ
ИНЖЕНЕРНЫХ ЗАДАЧ МАШИН ДЛЯ
ЛЕСОТЕХНИЧЕСКИХ РАБОТ

Л. Л. Титова, А. В. Надточий

Аннотация. Данная статья посвящена анализу наиболее распространенных методов оптимизации, используемых в практических инженерных задачах поиска экстремума многомерных функций и формирования на основе выявленных свойств рекомендаций по выбору лучшего на различных наборах данных. В процессе анализа были рассмотрены различные реализации методов градиентного спуска, импульсные методы, адаптивные методы и квазиньютоновские методы, обобщены преимущества и проблемы каждого из методов при их использовании. Разработанная компьютерная программа, реализующая использование всех рассмотренных методов. Проведенный вычислительный эксперимент для трех функций показал, что наиболее эффективными оказались методы нулевого порядка -Розенброка и нулевого порядка -Пауэлла.

Ключевые слова: методы оптимизации, метод градиентного спуска, стохастический градиент, квазиньютоновские методы, целевая функция.

METHOD FOR SEARCHING THE EXTREMUM
OF MULTIDIMENSIONAL FUNCTIONS IN
SOLVING ENGINEERING PROBLEMS OF
MACHINES FOR FORESTRY WORKS

L. L. Titova, O. V. Nadtochiy

Abstract. This article is devoted to the analysis of the most common optimization methods used in practical engineering problems of finding the extremum of multidimensional functions and the formation on the basis of the identified properties of recommendations for choosing the best on different data sets. In the process of analysis, various implementations of gradient descent methods, pulse methods, adaptive methods and quasi-Newtonian methods were considered, and the advantages and problems of each of the methods in their use were summarized. Developed computer program that implements the use of all considered methods. The computational experiment performed for the three functions showed that the zero -Rosenbrock and zero -Powell methods proved to be the most effective.

Keywords: optimization methods, gradient descent method, stochastic gradient, quasi-Newtonian methods, objective function.

Л. Л. Тітова ORCID 0000-0001-7313-1253.

О. В. Надточій ORCID 0000-0002-2876-3021.

УДК 621.331.922

ANALYSIS OF EFFECTIVENESS OF PROCESS OPERATIONAL AND TECHNOLOGICAL RELIABILITY OF AGRICULTURAL MASHINES

R. F. Ovchar

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

Speciality of article: 133 – industry engineering.

Corresponding author: rfovchar@gmail.com

Article history: Received – August 2020, Accepted – October 2020.

Bibl. 23, fig. 0, tabl. 1.

Abstract. The analysis suggests that to solve the contradiction between the need of ensuring the required level of serviceability of combine harvesters and capabilities of existing system and repair management of the technical state of combine harvesters at the present stage, there is a need to improve the subsystem recovery combine harvesters subject to the requirements of readiness to perform tasks on purpose and financial capacity for its maintenance.

Analysis of scientific literature showed that today the unsolved problem of search and introduction of effective methods and repair combine harvesters are: development of mathematical models of the process and repair, which would allow comparative assessment of technical and economic efficiency of different modes, and repair objects combine harvesters, alternative strategies for their repair, with the aim of improving the quality of control of technical condition of the vessel in conditions of limited funding.

Consideration of the process of technical maintenance of combine harvesters as a set of stages and repair objects combine harvesters allows to identify possible directions of improving the system restore. The analysis allowed to determine four basic options for its organization and to make a qualitative assessment of the benefits and disadvantages of each of these options.

Reduced operating costs in the operation of combine harvesters, along with other measures of organizational and technical nature require greater automation of control of technical condition. Automation of technical state control of combine harvesters developed in the following areas: embedded systems control, on-board automated control systems, specialized control systems and universal control systems dismantled equipment. A large share of false failures in equipment, violation of industrial relations in the repair network on-board equipment, the shortage of maintenance fund requires implementation and operation.

Most fully able to examine the efficiency of the process of operation of complex technical systems using analytical models.

Existing approaches to the assessment of the recovery system can be classified also according to the used indicators of effectiveness: the number of

constructive variables of units that are replaced (restored) for a predetermined period of operation of the control object, repair cost of the constituent elements of the functional system for a specific period at different depths of the control and completeness of the recovery, the downtime of the test object within a certain period, for comprehensive reliability, such as coefficient of readiness, coefficient of technical use.

Key words: analyze, effectiveness, process, operation, technology, reliability, combine.

Introduction

As is known, the choice of indicators to assess the effectiveness of the process, which is investigated, is an important part of the analysis, the quality of which depend the results of the analysis and the objectivity of rational choice (optimal for the modern period) solutions.

Formulation of problem

In this regard, in the modern period in literature, which is devoted to techno-economic analysis of the efficiency of operation of complex technical systems (CTS), has developed three main approaches [1-12]:

- evaluation of the effectiveness of one composite index (scalar),
- based on a number of indicators (vector),
- evaluation metrics used in common, the most important indicators.

Analysis of recent research results

Under the effectiveness of any technical system understand the degree of completeness of implementation of the tasks set before her, and the magnitude of costs associated with its implementation under certain conditions and time interval [13-20]. Efficiency is characterized by the intensity of its manifestation, which is called the index of effectiveness [21]. Thus, the efficiency index W is a measure of the degree of

conformity of real result Y the result is what you want (goal) SW . In turn, based on the goal of the recovery subsystem on-Board equipment of the vessel [22], the goal of the process and R , and hence the process of technical operation (PTO) SK associated with the costs of various resources: material C , Tr employment, financial F , time T , and the resource. Therefore, when evaluating the effectiveness of the recovery process objects combine harvesters it is necessary to consider, in addition to the target score g , and the costs of different resources (C , Tr , F , T) occurring when executing operations. It follows that the efficiency indicators of operational modes of the objects combine harvesters must have a technical and economic nature [23].

Purpose of research

In paper carried out the analytical and generalization analysis and evaluation of performance indicators of process operational and technological reliability of combine harvesters.

Results of research

Thus, the results Y the recovery process, combine harvesters, what is studied, is an R -dimensional vector of characteristics result the operating rules including the appropriate groups component $R = r_1 + r_2 + r_3 + \dots$:

$$Y^{(R)} = (g^{(r_1)}, C^{(r_2)}, Tr^{(r_3)}, F^{(r_5)}, \dots) \quad (1)$$

That is, the result required, should also be represented by a target vector to lodging,

$$Y_g^{(R)} = (g_g^{(r_1)}, C_g^{(r_2)}, Tr_g^{(r_3)}, F_g^{(r_5)}, \dots), \quad (2)$$

what sets the boundaries of permissible values of the corresponding indicators $Y^{(R)}$ of real result of the operation process that is studied.

To describe the correspondence between Y and Y_g use some numerical function ρ on the set of the results of the recovery process that is considered, and that is a function matching:

$$\rho = \rho(Y(u), Y_g), \quad u \in U,$$

where: U the many options for organizing the recovery process, which represent the system of rules of control of technical condition of the objects combine harvesters for maintenance or repair, which directly determine the scope (volume) the type and frequency of recovery operations.

The magnitude of the correspondence between elements of the same name the component Y and Y_g :

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho_1^g(g_1, g_{1g}) \\ \rho_2^g(g_2, g_{2g}) \\ \dots\dots\dots \\ \rho_{r_1}^g(g_{r_1}, g_{r_1g}) \end{array} \right\},$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho_1^C(C_1, C_{1g}) \\ \rho_2^C(C_2, C_{2g}) \\ \dots\dots\dots \\ \rho_{r_2}^C(C_{r_2}, C_{r_2g}) \end{array} \right\},$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho_1^{Tr}(Tr_1, Tr_{1g}) \\ \rho_2^{Tr}(Tr_2, Tr_{2g}) \\ \dots\dots\dots \\ \rho_{r_3}^{Tr}(Tr_{r_3}, Tr_{r_3g}) \end{array} \right\},$$

define the set of partial performance indicators $W_g^{(r_1)}$,

$W_C^{(r_2)}$, $W_u^{(r_4)}$, $W_F^{(r_5)}$, $W_T^{(r_6)}$, $\dots$, each of which may represent a scalar or more generally a vector that is created by group of indicators of the effectiveness of this.

Partial indices W_r , $r = \overline{1, R}$ efficiency, reliability (reliability), economic, social and other types of

performance form a vector efficiency $\vec{W}$ index of restoration of objects of combine harvesters in the process and repair management

$$\vec{W}(u) = (W_1(u), W_2(u), \dots, W_r(u), \dots, W_R(u)), \quad r = \overline{1, R},$$

where R is the total number of partial indicators of the effectiveness of the recovery process.

Indicators in the evaluation of the effectiveness of the process of technical operation of the vessel, and hence the operation of the recovery system combine harvesters, as a rule, divided into the indicators of technical efficiency and economic efficiency.

Indicators of technical efficiency. In accordance with the purpose of functioning of the repair system, effectiveness of the recovery system on-Board equipment of combine harvesters we understand its ability to maintain a given level of readiness of combine harvesters to carry out tasks as directed.

Thus, the problem reduces to the selection of indicators to quantify the quality of recovery of the system and its impact on the efficiency of the process of technical operation of combine harvesters.

A property of the system of technical maintenance and repair of grain harvesters to complete the task relatively continuous maintain a given degree of readiness of combine harvesters to carry out tasks is determined by its effectiveness which includes the technical perfection of design and operational reliability of grain harvesters.

Numerous studies evaluating the effectiveness of the process of technical maintenance of combine harvesters, show that the willingness of harvesters to use is largely determined by its reliability. Moreover, the reliability depending on the purpose of the study refers to the combination of such elements as: reliability, maintainability, durability and persistence.

Since the main function of system restore is the translation of the object of repair to a healthy state, it is logical to assume that system restore affects the efficiency of the object through the characteristics of its reliability.

On the other hand, the main requirement when selecting a performance indicator is a compliance indicator the purpose of the study the aim of this study is to improve the system of technical maintenance and repair of combine harvesters, so that as the main figure should choose one of the indicators of reliability.

All the components of reliability are assessed using quantitative parameters.

In the practice of evaluation of reliability of combine harvesters used the figures given in the table 1.

Table 1. Main indicators of reliability of combine harvesters.

Property	Index	Marking
<i>Single</i>		
Reliability	Probability of failure	$P(t)$
	Failure rate	$\lambda(t)$
	Parameter flow of failures	$\omega(t)$
	Average time to failure	T_1
	Average time to failure	T_0
Durability	Average resource	T_n
	Service resource (average service resource)	T_e
	Gamma-percent service resource	$T_{\gamma\%}$
Maintainability	Probability of recovery	P_e
	Recovery rate	$\mu(t)$
	Average duration of recovery	T_θ
Persistence	Average time persistence	T_3
	Gamma-percent resource persistence	$T_{\gamma\%}$
<i>Integrated</i>		
Reliability and maintainability	Availability	K_z
	Coefficient of operational readiness	K_{oz}
	Coefficient of technical use	$K_{m\theta}$

As can be seen from table 1, the individual indicators of reliability characterize one of the properties of a technical object (e.g., reliability) while integrated indicators characterize several properties.

The main indicators of reliability of non-renewable combine harvesters in accordance with DSTU 2862 is the probability of failure, failure rate, mean time between combine harvesters to failure. The probability $P(t)$ of failure-free operation of combine harvesters is the probability that within a given experience of failure will not occur, that is, the object began to work at time $t = 0$, to perform reliably over time t :

$$P(t) = P(\xi > t) = 1 - F_\xi(t),$$

where: ξ – random operating time of combine harvesters to failure, $F_\xi(t)$ – distribution function developments combine harvesters to failure. It is obvious that the distribution function of the achievements of combine harvesters to failure $F_\xi(t)$ the probability of failure of the object over time t .

In differential form the law of distribution of time to failure is called the density of distribution of time to failure $f_\xi(t)$:

$$f_\xi(t) = -\frac{\partial P(t)}{\partial t}.$$

Value characterizes $f_\xi(t)\partial t$ the probability of failure over a range $(t + \partial t)$ of developments combine harvesters, taken at random from the set of identical harvesters.

It is unknown whether this functional object to the beginning of the interval at the time t , was denied informed. It's not always convenient in practice $f_\xi(t)$, as an independent indicator finds limited application.

Often used similar definition of failure rate:

$$\lambda(t) = \frac{f_\xi(t)}{P(t)}.$$

Failure rate, generally regarded as the relative rate of reduction in the value of the reliability function $P(t)$ with increasing t .

Performance elements of the combine harvesters (functional systems, modules, assemblies, parts) characterized by their serviceability, that is, the condition that meets the requirements of normative-technical documentation. Any deviation from the technical requirements is considered as a fault and is defined by the term rejection.

Combine harvesters and their functional systems relate to the recovery of objects, the performance which in case of detection of failure to restore these conditions by repair or replacement of nodes or elements, that had failed. The process of their functioning is described by continuous random variables characterizing the length of time of correct operation, T , the duration of the recovery period $T_{\text{сидн}}$, or time between failures and updates

$$T_\Sigma = T + T_{\text{сидн}}.$$

In addition, we introduce a discrete random variable characterizing the number of failures $n(t_{i-1}, t)$ or recoveries $n_\theta(t_{i-1}, t)$ over a period of time $[t_{i-1}, t]$.

As features the average number of failures expected in a small period of time for recovery of objects using a parameter of stream of refusals $\omega(t)$, that for ordinary stationary flow failure is determined by the formula

$$\omega(t) = 1/T_0,$$

i.e. $\omega(t)$ – expected number of failures of combine harvesters with the recovery per unit time for steady-state operation.

Usually in the theory of reliability, as a rule, do not distinguish between intensity and parameter flow of failures, due to the fact that the stream of refusals is physically there always ordinary. Therefore, the parameter of stream of refusals is asymptotically equal to the probability of failures in the interval Δt .

One of the quantitative indicators of reliability of combine harvesters being restored is the average time between failures:

$$T_0 = \frac{T}{M[n(t)]},$$

where: $M[n(t)]$ – the expected number of failures over a given period of operating time T .

The individual indicators of reliability have a peculiar technological character: they are necessary for use in calculations of integrated (operational) indicators of reliability of combine harvesters. These indicators are intended for subsystems (elements) of complex technical systems (CTS). For example, if CTS is convenient to characterize the availability (operational metric), each of the constituent elements must be characterized by a single performance – distribution practices and the recovery time (or their main parameters such as mathematical expectation) as they allow to calculate the reliability index of the system as a whole, taking into account features of the processes of operation and maintenance.

It should be noted that the statistical material these parameters are calculated by the operating time of combine harvesters excluding downtime for operations and R.

To account for periods of repair and maintenance are calculated complex indicators of reliability. These include the coefficient of readiness, coefficient of operational readiness and the coefficient of technical use.

Availability factor $K_g(t)$ is defined as the likelihood that harvesters will be in working state at any time, except the planned periods during which the use of combine harvesters for the purpose not provided.

For any distribution of achievements between failure and recovery time can prove that the stationary availability factor is equal to:

$$K_z = \frac{M(T_0)}{M(T_0) + M(T_e)}, \quad (3)$$

where: $M(T_0)$ – average time of finding combine harvesters in good condition,

$M(T_e)$ – average recovery time combine harvesters.

The dependence of $K_z(t)$ on time is often called the nonstationary availability factor (function ready). To obtain the expression for non-stationary coefficient of readiness in the analytical form is quite complicated in the General case

$$K_z(t) = P(t) + \int_0^t P(t - \tau) \cdot \omega_e(\tau) d\tau,$$

where: $\omega_e(\tau)$ – parameter of stream restorations.

In DSTU introduce also the notion of the coefficient of operational readiness $K_z(t, t + \tau)$ as the probability that the object will be in working order for any period of time,

except for planned periods during which the use of combine harvesters for the purpose provided, and from this point on, will work flawlessly within a given time interval τ .

$$K_z(t, t + \tau) = P(t + \tau) + \int_0^t P(t + \tau - x) \cdot \omega_e(x) dx.$$

Along with the availability factor in the study of influence of methods and regimes of maintenance on the efficiency of the process of technical operation used K_{me} the coefficient of technical use is equal to the ratio of mathematical expectation (MO) time interval of stay of combine harvesters in a healthy state for a certain period of operation $M(T_0)$ to the sum of the MO residence time of combine harvesters in working condition and the total downtime in all types of maintenance and repairs is $M(T_{np})$:

$$K_{me} = \frac{M(T_0)}{M(T_0) + M(T_{np})},$$

where: $M(T_{np})$ – the sum of mathematical expectations of downtime of combine harvesters on a periodic, regular, seasonal work, when carrying out improvements, repairs, Troubleshooting and so on.

The analysis of the advantages and disadvantages of the above indicators of technical efficiency shows that as the indicator that characterizes the efficiency of organizational structures, from the point of view of providing the required level of readiness of combine harvesters to the application, it is advisable to choose a stationary coefficient of readiness K_z , characterizing the readiness of combine harvesters to be used in an arbitrary sufficiently remote period of time and defined as the value of the coefficient of readiness defined by the working conditions of combine harvesters, when the average parameter flow of failures and the average duration of the recovery remain constant. Stationary availability factor is a complex indicator of reliability that characterizes simultaneously two different object properties – reliability and maintainability.

It is clear that when using this indicator, the impact of the system recovery determines the average recovery time depends on many factors (comprehensiveness and technological cooldown system, logistics, etc.).

The next task is the selection of the indicators, giving a quantitative estimate on the price achieved or that the value of the stationary coefficient of readiness for the chosen variant of the organization of the recovery system u , $u \in U$.

Under the economic indicators of complex engineering systems understand the indicators of the expenditures for the development, manufacture and operation of products and economic efficiency of its operation.

Abroad, in the practice of the design and operation of combine harvesters found a use method of assessing the effectiveness of the concepts developed according to the indicator life-cycle costs.

Under the life cycle cost of a system refers to a specific type of integral discounted the cost of its development, production and operation.

Under the life cycle (LC) system is the calendar time period covering the stage of research, development and testing stage of production the required number of systems and the operational stage.

The leading foreign construction firms have developed a number of methods for evaluating the lifecycle cost of the ship and engines on the basis of mathematical models, allowing to calculate the values on the electronic computing machines (computers).

So, according to foreign sources known to the analytical model of the lifecycle cost of combine harvesters and engines of combine harvesters, which were used to optimize the tactical and technical parameters of the prospective combine harvesters, as well as operational and technical characteristics of hell to them.

As a rule, the indicator of life cycle cost is used as objective function for optimization of the processes of development, production and operation of combine harvesters on the stage. It is an integrated indicator, giving the opportunity to more fully consider the costs and effects at all stages of the life cycle. Cost analysis of life cycle objects combine harvesters allows to obtain at the early stages of creating the information necessary for the evaluation of the decisions taken at various stages of the life cycle.

Because the harvesters not a manufacturing sector and does not give a positive economic effect resulting from its operation, to evaluate the economic efficiency of functioning of system operation of grain harvesters it is advisable to use only those indicators that reflect the magnitude of different cost elements (material, energy E and labour Tr, F financial, etc.) presented in any form (absolute, relative, specific, reduced), to achieve a certain result.

In the proposed to evaluate the economic efficiency of the process of technical operation of combine harvesters in the parameters of the cost and complexity of IT and R.

Labour intensity $T_{r\text{num}}^{TO}$ (the ratio of the complexity

that is mathematical expectation of the total labor costs for maintenance of combine harvesters for a certain period of operation to mathematical expectation of the developments of combine harvesters during this period:

$$T_{r\text{num}}^{TO}(T) = \frac{M\left[\sum_{i=1}^N T_{rTOi}\right]}{M\left[\sum_{i=1}^I t_{0i}\right]},$$

where T_{rTOi} the effort required to conduct the i-th,

N – number of works for the period of operation, which is considered

t_{0i} – life object as a part of combine harvesters in the i-th cycle of operation.

Taking into account the above notation, we get:

$$T_{r\text{num}}^{TO}(T) = \frac{M\left[\sum_{j=1}^J T_{rO.O6c.j} + \sum_{k=1}^K T_{r\Pi.O6c.k} + \sum_{p=1}^P T_{r\Pi\text{дiагн.}p} + \sum_{f=1}^F T_{r36.f}\right]}{M\left[\sum_{i=1}^I t_{0i}\right]}$$

where $T_{rO.O6c.j}$ – period of operation of combine harvesters is considered:

$T_{r\Pi.O6c.k}$ – labor for k operational services,

$T_{r\Pi\text{дiагн.}p}$ – work on the periodic maintenance, effort required to perform the robot, the diagnostics of combine harvesters,

$T_{r36.f}$ – work on the execution of works on the first save.

The specific complexity of the repairs $T_{r\text{num}}^{Pem.}$ (the

ratio of the complexity of the repairs) is the mathematical expectation of the total labor costs for carrying out all types of repairs of objects of combine harvesters for a certain period of operation to the mathematical expectation of the operating time of the object during the same period:

$$T_{r\text{num}}^{PEM.}(T) = \frac{M\left[\sum_{h=1}^H T_{r\text{Bидн.}h} + \sum_{v=1}^V T_{r\Pi\text{л.}Pem.v}\right]}{M\left[\sum_{i=1}^I t_{0i}\right]}$$

where: $T_{r\text{Bидн.}h}$ – the effort at elimination on the h-th failure or refusal,

$T_{r\Pi\text{л.}Pem.v}$ – work v -th planned maintenance.

It is obvious that the figures $T_{r\text{num}}^{TO}$ and $T_{r\text{num}}^{Pem.}$ expressed by the formula value that will correspond to the unit cost of maintenance $C_{num}^{TO}(T)$ and the unit cost of repair of combine harvesters $C_{num}^{PEM}(T)$, respectively.

Integrated assessment process the technical operation of combine harvesters from the point of view of economic efficiency, regardless of the adopted strategy and C_{num}^{ITE} combine harvesters, use the index of unit costs of process of technical exploitation as the ratio of expected costs of the process of technical maintenance of combine harvesters during the period of operation expressed in value or complexity, the mathematical expectation of the operating time of the object during the same period, and that taking into account the accepted notation takes the form

$$C_{num}^{ITE}(T) = M\left[\sum_{j=1}^J C_{O.O6c.j} + \sum_{k=1}^K C_{\Pi.O6c.k} + \sum_{h=1}^H C_{\text{Bидн.}h} + \sum_{v=1}^V C_{\Pi\text{л.}Pem.v} + \sum_{z=1}^Z C_{\text{доп.}z} + \sum_{p=1}^P C_{\text{дiагн.}p} + \sum_{w=1}^W C_{Tm.w} + \sum_{f=1}^F C_{36.f} + \sum_{q=1}^Q C_{O\text{н.}q}\right] / M\left[\sum_{i=1}^I t_{0i}\right].$$

where $C_{O.O6c.j}$ – cost of j operational services,

$C_{\Pi.O6c.k}$ – the cost of k -th periodic maintenance,

$C_{\text{Bидн.}h}$ – the cost of restoration of h -th failure or refusal,

$C_{Пл.Рем.ν}$ – the cost of carrying out the n-th planned maintenance

$C_{Диагн.р}$ – the cost of performing work at the p-th object diagnostics of combine harvesters,

$C_{Доп.з}$ – the cost of performing j-th job,

$C_{Трн.в}$ – the cost w-transportation (delivery) of combine harvesters,

$C_{3б.ф}$ – the cost of the f-saving (idle period in good condition) objects combine harvesters ,

$C_{Оч.қ}$ – costs associated with the expectation of combine harvesters of various types and repair.

As can be seen from the expression rate in contrast $C_{num.}^{ITE}$, $C_{num.}^{TO}$ and $C_{num.}^{Рем}$, allows to take into account one indicator of the redistribution of the costs of the process of technical operation (PTO) combine harvesters between operational, periodic types and scheduled, unscheduled repairs with the economic assessment of different strategies and repair.

But considering the purpose of the study, when determining the cost of recovery of combine harvesters during operation due to the fact that the process of recovery combine harvesters does not affect the regimes and the adoption of the strategy and repair, cost accounting at operational, periodic, seasonal works, planned repairs and improvements does not make sense. Additionally, if you select one option or the other organizations of the recovery process, more important is the definition of a direct cost recovery system for reaching a specified level of serviceability combine harvesters.

Recovery system for combine harvesters as an integral part of the system of technical maintenance and repair has a significant impact on quantitative and qualitative characteristics of the exchange Fund combine harvesters. Therefore, when determining the cost of recovery of grain harvesters, it is necessary to consider the cost of the system to ensure (supply) for the creation, storage, transportation and replenishment of the exchange fund combine harvesters.

Thus the costs for repairing the combine harvester during operation is proposed to determine how the total cost of the recovery system and supply system according to the expression

$$M[C_{\Sigma}(T)] = M[C_{\epsilon}(T)] + M[C_{3б}(T)],$$

where: $M[C_{\Sigma}(T)]$ – the average total recovery cost of combine harvesters during the period under review,

$M[C_{\epsilon}(T)]$ – average cost for the restoration of combine harvesters during the period under review,

$M[C_{3б}(T)]$ – the average cost of the assurance system in the reporting period.

The cost recovery of complex technical systems, consisting of a large number of blocks, modules, circuit boards or other structurally-replaceable units (the COA), without considering the cost of Troubleshooting the failure of the block in the operating organization, it is advisable to assess by using the expression:

$$M[C_{\epsilon}(T)] = \sum_{i=1}^k C_{\epsilon_i} \cdot (1 - Q_{\epsilon_i}) \cdot M[n_i(T)],$$

where: $M[C_{\epsilon}(T)]$ – the mathematical expectation of costs for recovery of combine harvesters during the period under review,

C_{ϵ_i} – the purchase price of the object of combine harvesters (unit, unit, unit) of the i-th type,

Q_{ϵ_i} – complete reconstruction of the i-th unit in the operating organization,

$M[n_i(T)]$ – the average number of substitutions of the i-th block (COA) system for the period of operation of

k – the number of types, the user will be restored.

Costs of providing system using the define method, as described by the expression:

$$M[C_{3б}(T)] = \frac{1}{t_3} \{ T \cdot C_{3у} \cdot k + M[(C_{mpn})] + C_3 \cdot \{ k \cdot T \cdot e^{-N \cdot \lambda \cdot T} + \sum_{i=1}^k \frac{N \cdot \lambda \cdot T}{i!} \cdot e^{-N \cdot \lambda \cdot T} \cdot \{ (k-i) \cdot T + \sum_{j=1}^i M[\tau_j] \} \} \}$$

where: $M[C_{3б}(T)]$ – the average cost of the assurance system during the period under review,

$C_{3у}$ – the purchase price, COA,

$M[(C_{mpn})]$ – the average cost of the system to ensure transportation of spare parts for the period that is investigated,

C_3 – notional value saves one CC for one hour,

N – the number of objects of a particular type of operation,

λ – the failure rate of an object combines harvesters,

T – the period of time that is considered,

t_3 – interval AF procurement,

$M[\tau_j]$ – the expected time to the occurrence of the first failure in a finite time interval T ,

k – the scope of supply (procurement) during the study time, which is defined as

$$k = (M[n_i(T)] - l),$$

where: l – point of order.

Based on the analysis of existing indicators of the effectiveness of complex technical systems and the objectives of the study proposes to assess the influence of the recovery system of combine harvesters on efficiency of their maintenance and repair using the following indicators:

K_z – stationary coefficient of readiness of combine harvesters,

$M[C_{\Sigma}(T)]$ – the average total cost of recovery of combine harvesters during the period under review,

$M[n_{\epsilon}(t)]$ – the average number of substitutions (recoveries) combine harvesters for a certain period of operation.

Thus, the selected basic indicators of efficiency of functioning of systems of combine harvesters, which fully

reflect its impact on the efficiency of the process and R combine harvesters that operated.

Existing approaches to the assessment of technical and economic efficiency of combine harvesters differ in the degree of the given set of objects, which are investigated, and the period of their functioning.

As practice shows techno-economic assessment of complex technical objects define four approaches in which last seen:

- 1) as a single object,
- 2) the totality of the Park of the same objects,
- 3) in a certain operating organization,
- 4) in the aggregate of organizations operating the same type of objects.

The first and third approaches generally relate to the formulation in statics, i.e. relative to some fixed point in time, the second and fourth approaches involve dynamic methods of solving the problem by evaluating the technical and economic efficiency of technical objects.

The choice of a particular approach is determined by the purpose of the task, which is solved.

In addition, analysis of these approaches shows that the choice of a particular one depends essentially on the completeness and volume of the original information of the monitored process of technical operation of technical objects at the time of the study.

Detailed and complete source of information about the process under study, allows to receive more accurate and complete characterization of the operation of the facility and make the most informed decisions for management of the technical condition of the exploited.

However, in practice, have only a limited amount of input data, usually determined by the stage of the life cycle of the object on which the research is being conducted. For example, during the development phase of a technical object provides the least amount of information regarding actual operational performance of the new object, while at the stage of mass exploitation on the basis of the results of the statistical evaluation of the functioning of the park of the same objects there is the most complete and reliable information.

In this regard, it is advisable to use different approaches towards techno-economic assessment of the process of technical maintenance of combine harvesters.

From the analysis of literature, devoted to technical-economic estimation of objects of the combine harvesters, the methods currently used to predict the performance of their efficacy at various stages of the life cycle, are divided into three groups.

1. Methods based on the collection of statistical information and evaluation of actual values of indicators of technical and economic efficiency of existing models of technical objects, as well as methods of extrapolation and interpolation based on the use of the principle of analogy to objects that are created. At the core of these methods is the study of the relationship of the key operational and technical characteristics of analogues (prototypes) with indicators of technical and economic efficiency, extrapolation and interpolation of these ties on the parameters of the objects that are investigated.

2. Structural-logical methods and decision trees (methods of examination), are to determine the trends in the indicators of technical and economic efficiency on the

basis of expert assessments. This uses the questionnaire survey, the weighted estimates, metric methods, the method of paired evaluations, etc.

3. Methods of mathematical modeling allow to investigate the dynamics of performance indicators in key operational and technical characteristics of combine harvesters, modes and repair, maintenance strategy.

Each of these methods has its advantages and disadvantages, which determine their degree of applicability to predict the performance indicators for different stages of the life cycle combine harvesters.

So to predict the technical and economic indicators at the stages of development and production is most commonly used in domestic and in foreign practice, methods of analogies and expert estimations, while for forecasting the costs of maintenance and repair uses different methods of modeling.

The main disadvantage of the methods of the first group is the necessity of practical implementation of methods and modes, and repair to obtain the statistical data that is associated with the risk of significant material losses.

Structural-logical methods are quite simple to apply, but require a large number of experts to develop appropriate schemes of decision-making that is not always possible.

In addition, these methods have the following disadvantages: subjective views of experts, the inability to assess the adequacy of the decisions taken, the solution of the problem only on a qualitative level, without a quantitative assessment of performance indicators.

Basic research tool of efficiency of processes of technical maintenance in conditions of rapid development of computer technology are the methods of the third group. Distinguish between analytical, simulation and combined mathematical models. Simulation models of operating processes based on simulation, usually with the help of computers, accumulation products developments, operations and repair, write-off, the formation of reserves and the like. Simulation models are largely adequate to the processes that are investigated, but require a much larger volume of information than analytical, the time of preparation of source data and calculation.

Methods of simulation allow relatively easy to quantify the efficiency of the process of maintenance of technical system construction of complex models, and successfully complement analytical methods of solution in the case of the bulkiness of the latter.

But simulation has the following significant drawbacks: the impossibility of obtaining optimal solutions in a compact mathematical form, low visibility, large amounts of computation.

Most fully able to examine the efficiency of the process of operation of complex technical systems (CTS) using analytical models.

Analytical models (in discrete or continuous form) of processes of functioning of CTS that uses the theory of recovery, the theory of random processes, sequential analysis, theory of inventory management, mathematical programming can solve a wide range of tasks that are limited by the difficulties of computational character.

The development of computational techniques has allowed to generate and implement on a computer more

complex analytical models of operational processes of CTS, represent a system of integro-differential equations which are reduced to the recurrent differential procedures and are solved by numerical methods.

In the analytical models of the process of functioning of object of the research is presented in the form of certain functional relations or logical conditions.

The most complete study can be carried out while obtaining the explicit dependencies linking activities performance indicators with the parameters that characterize a process of technical operations, and the initial conditions of the study.

The analysis suggests that the most rational approach to evaluation and forecasting of technical and economic efficiency of the process of technical maintenance of combine harvesters in the assessment of the effect of the introduction of hardware-software means of control and diagnostics of its technical condition, the effects of different operational parameters and modes, and repair, alternative recovery strategies marine systems is mathematical modeling of the process that is investigated.

Conclusions

1. To assess the effectiveness of the process of technical maintenance of combine harvesters have developed and applied a wide range of indicators. Therefore, to implement a comprehensive assessment of the impact of the recovery process dismantled due to the failure of equipment combine harvesters on technical and economic efficiency of the process of technical operation of grain harvesters it is necessary to use a vector performance indicator that includes a number of private utilization, reliability and economic efficiency with the isolation of the group overall, the most important indicators.

2. Comparative analysis of different methods and approaches showed that the task of estimation and forecasting of technical and economic efficiency of the process of technical operation of modern combine harvesters, taking into account various operational factors, the strategy they then repair must be solved with the use of the concept of mathematical modeling.

References

1. Antonov A. I. (2011). Transient process in a two-dimensional extremal system in the presence of forbidden regions and a random search method. Statistical optimization problems. Riga: Zintane. 69-81.
2. Medvedev G. A., Ryzhakov A. P. (2011). On the application of random search algorithms in automatic optimization systems. Statistical optimization problems. Riga. Zintane. 81-92.
3. Rastrigin L. A., Ripa K. K. (2013). Automatic theory of random search. Riga. Zintane. 342.
4. Taev I. S., Egorov E. G., Gorshkov Yu. E., Popova E. P. (2011). Optimization of parameters of the electric apparatus arc-extinguishing chamber. Moscow. Low voltage devices. 1(92). 24-32.
5. Petrov A. A. (2017). Numerical methods of conditional optimization. Moscow. Myr. 290.
6. Box M. J. (2015). A new method of constrained optimization and a compare son with other methods. Computer. 8. 42-52.
7. Burkhard G. (2014). Über das Lichtbogenverhalten in Loschkammern und deren Bemessung. E1ektrie. E05. 96-105.
8. Hooke R., Jeeves T. (2011). Direct seach solution of numerical and ststistlcal problems. JACM. 8. 212-229.
9. Klingman W. R., Himmelblau D. M. (2014). Nonlinear programming with the aid of a multiple gradient summation technique. JACM. 11. 400-415.
10. Luws R., Jaakola T. (2013). Optimization by direct search and systematic reduction of the size of seach region. Ch.E. Journal. 19. 760-766.
11. Rosenbrock H. H. (2020). An automatic method for finding the greatest or least value of a function. Computer. 3. 175-184.
12. Rumelhart D. E. (2016). Learning representations of back-propagation errors. Nature. 323. 533-536.
13. Rekleytis G. (2016). Optimization in technology. Moscow. Myr. 220.
14. Goldberg D. E. (2019). Genetic Algorithms in Search, Optimization, and Machine Learning. Addison-Wesley, 308.
15. Kolkov D. A. (2006). Analysis of interval methods of searching for a global extremum. Fundamental research. 2. 22-23.
16. Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Rosamaha Yu. O., Blesnyuk O. V., 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.
17. Romaniuk W., Polishchuk V., Marczuk A., Titova L., Rogovskii I., Borek K. (2018). Impact of sediment formed in biogas production on productivity of crops and ecologic character of production of onion for chives. Agricultural Engineering (wir.ptir.org). Krakow. Poland. 22(1). 105-125. <https://doi.org/10.1515/agriceng-2018-0010>.
18. Rogovskii I., Titova L., Trokhaniak V., Trokhaniak O., Stepanenko S. (2019). Experimental study in a pneumatic microbioculture separator with apparatus camera. Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Series II: Forestry, Wood Industry, Agricultural Food Engineering. 12(1). 117-128.
19. Titova L. L., Rogovsky I. L. (2014). Methodical provisions of the need for mobile means of maintenance of forest MEZ. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 196(3). 146-152.
20. Titova L. L., Rogovsky I. L. (2014). Methods of maintenance of forest machines. Bulletin of the Petro Vasylenko Kharkiv National Technical University of Agriculture. Kharkiv. 155. 132-137.
21. Titova L. L., Rogovskii I. L. (2015). Substantiation of technical measures to maintain the efficiency of machines for forestry work. Bulletin of the

Petro Vasylenko Kharkiv National Technical University of Agriculture. Kharkiv. 160. 189-195.

22. Titova L. L., Rogovsky I. L. (2015). Analysis of periodicity of maintenance of machines for forestry works. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 2015. 212(1). 322-328.

23. 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.

Список літератури

1. Антонов А. И. Переходный процесс в двумерной экстремальной системе при наличии запрещенных областей и случайном методе поиска. Задачи статистической оптимизации. Рига: Зинтане, 2011. С. 69-81.

2. Медведев Г. А., Рыжиков А. П. О применении алгоритмов случайного поиска в системах автоматической оптимизации. Задачи статистической оптимизации. Рига: Зинтане, 2011. С. 81-92.

3. Растригин Л. А., Рина К. К. Автоматная теория случайного поиска. Рига: Зинтане, 2013. 342 с.

4. Таев И. С., Егоров Е. Г., Горшков Ю. Е., Попова Е. П. Оптимизация параметров дугогасительной камеры электрического аппарата. Москва. Аппараты низкого напряжения. 2011. Вып. 1(92). С. 24-32.

5. Петров А. А. Численные методы условной оптимизации. Москва. Мир. 2017. 290 с.

6. Voh M. J. A new method of constrained optimization and a compare son with other methods. Computer. 2015. №8. P. 42-52.

7. Burkhard G. Uber das Lichtbogenverhalten in Loschkammern und derem Bemessung. Elektrische. 2014. Vol. E05. P. 96-105.

8. Hooke R., Jeeves T. Direct search solution of numerical and ststistcal problems. JACM. 2011. Vol. 8. P. 212-229.

9. Klingman W. R., Himmelblau D. M. Nonlinear programming with the aid of a multiple gradient summation technique. JACM. 2014. Vol. 11. P. 400-415.

10. Luws R., Jaakola T. Optimization by direct search and systematic reduction of the size of seach region. Ch.E. Journal. 2013. Vol. 19. P. 760-766.

11. Rosenbrock H. H. An automatic method for finding the greatest or least value of a function. Computer. 2020. Vol. 3. P. 175-184.

12. Rumelhart D. E. Learning representations of back-propagation errors. Nature. 2016. Vol. 323. P. 533-536.

13. Реклейтис Г. Оптимизация в технике. Москва. Мир. 2016. 220 с.

14. Goldberg D. E. Genetic Algorithms in Search, Optimization, and Machine Learning. Addison-Wesley, 2019. 308 p.

15. Колков Д. А. Анализ интервальных методов поиска глобального экстремума. Фундаментальные исследования. 2006. Вып. 2. С. 22-23.

16. Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Rosamaha Yu. O., Blesnyuk O. V., Ohiienko M. M. Ohiienko A. V. Engineering management of two-phase coulter systems of seeding machines for implementing precision farming technologies. INMATEH. Agricultural Engineering. 2019. Bucharest. Vol. 58. No 2. P. 137-146. doi: 10.35633/INMATEH-58-15.

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

18. Rogovskii I., Titova L., Trokhaniak V., Trokhaniak O., Stepanenko S. Experimental study in a pneumatic microbioculture separator with apparatus camera. Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Series II: Forestry, Wood Industry, Agricultural Food Engineering, 2019. Vol. 12 (1). P. 117-128.

19. Тітова Л. Л., Роговський І. Л. Методичні положення потреби в мобільних засобах техобслуговування лісових МЕЗ. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2014. Вип. 196, ч. 3. С. 146-152.

20. Тітова Л. Л., Роговський І. Л. Методи технічного обслуговування лісових машин. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2014. Вип. 155. С. 132-137.

21. Тітова Л. Л., Роговський І. Л. Обґрунтування технічних заходів підтримання працездатності машин для лісотехнічних робіт. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2015. Вип. 160. С. 189-195.

22. Тітова Л. Л., Роговський І. Л. Аналіз періодичності техобслуговування машин для лісотехнічних робіт. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2015. Вип. 212, ч. 1. С. 322-328.

23. 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.

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЦЕСУ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ І ТЕХНОЛОГІЧНОЇ НАДІЙНОСТІ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

Р. Ф. Овчар

Анотація. Проведений аналіз свідчить про те, що для вирішення протиріччя між необхідністю забезпечення необхідного рівня працездатності комбайнів і можливостями існуючої системи управління ремонтом технічного стану комбайнів на сучасному етапі необхідно вдосконалювати підсистему відновлення комбайнів з урахуванням вимог готовності до виконання завдань за

призначенням та фінансових можливостей для її обслуговування.

Аналіз наукової літератури показав, що на сьогоднішній день невирішеними проблемами пошуку і впровадження ефективних методів ремонту зернозбиральних комбайнів є: розробка математичних моделей процесу і ремонту, що дозволяють проводити порівняльну оцінку техніко-економічної ефективності різних режимів, об'єктів ремонту комбайнів, альтернативних стратегій їх ремонту, з метою підвищення якості контролю технічного стану машини в умовах обмеженого фінансування.

Розгляд процесу технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів як сукупності етапів і об'єктів ремонту комбайнів дозволяє виявити можливі напрямки вдосконалення системи відновлення. Проведений аналіз дозволив визначити чотири основні варіанти його організації і якісно оцінити достоїнства і недоліки кожного з цих варіантів.

Зниження експлуатаційних витрат при експлуатації комбайнів, поряд з іншими заходами організаційно-технічного характеру, вимагає більшої автоматизації контролю технічного стану. Автоматизація контролю технічного стану комбайнів розроблена за наступними напрямками: вбудовані системи контролю, бортові автоматизовані системи контролю, спеціалізовані системи контролю та універсальні системи контролю демонтується обладнання. Велика частка помилкових відмов обладнання, порушення виробничих відносин в ремонтній мережі бортового обладнання, дефіцит ремонтного фонду вимагає впровадження і експлуатації.

Найбільш повно здатний досліджувати ефективність процесу роботи складних технічних систем за допомогою аналітичних моделей.

Існуючі підходи до оцінки системи рекуперації можна класифікувати також по використовуваних показниках ефективності: кількості конструктивних змінних одиниць, замінних (відновлюваних) за заданий період експлуатації об'єкта управління, ремонт вартість складових елементів функціональної системи за конкретний період при різній глибині контролю і повноті відновлення, час простою об'єкта контролю протягом певного періоду, на комплексну надійність, наприклад, коефіцієнт готовності, коефіцієнт технічне використання.

Ключові слова: аналіз, ефективність, процес, робота, технологія, надійність, комбайн.

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССА ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ НАДЕЖНОСТИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

Р. Ф. Овчар

Аннотация. Проведенный анализ свидетельствует о том, что для разрешения противоречия между необходимостью обеспечения необходимого уровня работоспособности комбайнов и возможностями существующей системы и управлением ремонтом технического состояния комбайнов на современном этапе необходимо

совершенствовать подсистему восстановления комбайнов с учетом требований готовности к выполнению заданий по назначению и финансовых возможностей для ее обслуживания.

Анализ научной литературы показал, что на сегодняшний день нерешенными проблемами поиска и внедрения эффективных методов ремонта зерноуборочных комбайнов являются: разработка математических моделей процесса и ремонта, позволяющих проводить сравнительную оценку технико-экономической эффективности различных режимов, объектов ремонта комбайнов, альтернативных стратегий их ремонта, с целью повышения качества контроля технического состояния машины в условиях ограниченного финансирования.

Рассмотрение процесса технического обслуживания зерноуборочных комбайнов как совокупности этапов и объектов ремонта комбайнов позволяет выявить возможные направления совершенствования системы восстановления. Проведенный анализ позволил определить четыре основных варианта его организации и качественно оценить достоинства и недостатки каждого из этих вариантов.

Снижение эксплуатационных расходов при эксплуатации комбайнов, наряду с другими мероприятиями организационно-технического характера, требует большей автоматизации контроля технического состояния. Автоматизация контроля технического состояния комбайнов разработана по следующим направлениям: встроенные системы контроля, бортовые автоматизированные системы контроля, специализированные системы контроля и универсальные системы контроля демонтируемого оборудования. Большая доля ложных отказов оборудования, нарушение производственных отношений в ремонтной сети бортового оборудования, дефицит ремонтного фонда требует внедрения и эксплуатации.

Наиболее полно способен исследовать эффективность процесса работы сложных технических систем с помощью аналитических моделей.

Существующие подходы к оценке системы рекуперации можно классифицировать также по используемым показателям эффективности: количеству конструктивных переменных единиц, заменяемых (восстанавливаемых) за заданный период эксплуатации объекта управления, ремонт стоимость составных элементов функциональной системы за конкретный период при разной глубине контроля и полноты восстановления, время простоя объекта контроля в течение определенного периода, на комплексную надежность, например, коэффициент готовности, коэффициент техническое использование.

Ключевые слова: анализ, эффективность, процесс, работа, технология, надежность, комбайн.

Р. Ф. Овчар ORCID 0000-0002-4683-3951.

УДК 621.873

АНАЛІЗ ПУСКУ ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОЇ СТІЛОВОЇ СИСТЕМИ ПРИ ОПТИМАЛЬНОМУ РИВКОВОМУ РЕЖИМІ РУХУ

В. С. Ловейкін¹, Д. А. Паламарчук², Ю. О. Ромасевич¹

¹Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

²Київський національний університет будівництва і архітектури, Україна.

Стаття зі спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: lovvs@ukr.net.

Історія статті: отримано – червень 2020, акцептовано – жовтень 2020.

Бібл. 12, рис. 8, табл. 1.

Анотація. У даній статті представлено результати аналітичного дослідження кінематичних та силових характеристик руху шарнірно-зчленованої стрілової системи крана на початку руху. Дослідження проведено під час розгону електродвигуна механізму зміни вильоту зі стану спокою до частоти обертання, що відповідає номінальній робочій швидкості переміщення вантажу. При цьому пуск електродвигуна відбувається при умові руху всієї стрілової системи разом з вантажем за законом оптимізації ривків.

Використання вказаного закону дозволяє повністю згладити розгойдування вантажу на початку руху. Крім того, під кінець розгону забезпечуються однакові швидкості та прискорення між кінцевою точкою хобота крана та вантажем. Це дозволяє забезпечити високу плавність руху стрілової системи та уникнути розгойдувань вантажу після виходу ротора електродвигуна на номінальну частоту обертання.

Також проведено дослідження статичного, динамічного та повного зусилля в зубчастій рейці приводу.

Вказані дослідження проведено при різній тривалості процесу пуску електродвигуна за законом оптимізації ривків. Це дозволило встановити залежність досліджуваних кінематичних та силових параметрів від тривалості перехідного процесу. На основі цього розроблено рекомендації щодо вибору тривалості розгону електродвигуна механізму зміни вильоту.

У ході дослідження побудовано графіки зміни досліджуваних параметрів стрілової системи в часі. Графічні залежності отримані при найбільш прийнятній тривалості режиму розгону з точки зору зменшення динамічних навантажень на ланки стрілової системи, покращення технологічного процесу роботи крана та його ергономіки.

Ключові слова: шарнірно-зчленована стрілова система, механізм зміни вильоту, оптимальне керування, розгойдування вантажу, зусилля.

Постановка проблеми

Під час зміни вильоту шарнірно-зчленованої стрілової системи (ШЗСС) крана виникають розгойдування вантажу на канатному підвісі. Максимальні відхилення канату від вертикалі спостерігаються під час руху стрілової системи на перехідних режимах і досягають значення 10...12°. Це явище негативно впливає на техніко-економічні та ергономічні показники кранів з ШЗСС.

Зокрема, розгойдування вантажу викликають втомлене руйнування елементів металоконструкцій стрілової системи та призводять до збільшення динамічних навантажень на елементи рейкового механізму зміни вильоту. Це нерідко призводить до їх поломок, які, в свою чергу, є причинами простоювання та дорогих ремонтів всього крана. Крім того, розгойдування вантажу стає причиною утруднення його точного позиціонування, що призводить до зниження продуктивності роботи крана та ускладнення умов роботи стропальників і такелажників, а також змушує кранівника-оператора весь час працювати у психологічному напруженні.

Крім того, на практиці при проведенні перевантажувальних робіт досить рідко виникає така ситуація, коли переміщення вантажу здійснюється від мінімального вильоту до максимального. Здебільшого переміщення вантажу краном здійснюється на певну відстань, що становить трохи більше половини від максимально можливого технічного вильоту. В зв'язку з цим, доцільно провести дослідження руху стрілової системи за законом, який відповідає оптимізації ривків лише на ділянці пуску.

Аналіз останніх досліджень

У роботі [1] проведено дослідження руху стрілової системи під час пуску за законом, який відповідає оптимізації за критерієм середньоквадратичних значень прискорень. Встановлено кінематичні та силові характеристики

ШЗСС за різної тривалості цього перехідного режиму руху.

У монографії [2] проведено дослідження руху стрілової системи за різних законів, які відповідають оптимізації за критеріями середньоквадратичних значень кінематичних характеристик, таких як переміщення, швидкість, прискорення та ривок. Встановлено можливість практичного використання наведених режимів руху. Однак, вказані дослідження проведені при переміщенні вантажу на повний виліт.

У статті [3] розглядається питання оптимізації навантажень на ланки стрілової системи з метою зниження енергоспоживання електродвигуна механізму зміни вильоту. Однак, вказаний спосіб не повністю розкриває причини виникнення та зміну динамічних навантажень під час перехідних режимів руху ШЗСС крана.

У роботі [4] запропоновано зменшити енергоємність крана з ШЗСС при проведенні перевантажувальних робіт у портах за рахунок зміни конфігурації стрілової системи та перерозподілу силових навантажень на ланки стрілової системи та кран в цілому. Недоліком такого підходу є те, що запропоновані рішення можуть бути використані лише при проектуванні нових кранів.

Під час аналізу роботи [5] виявлено нові ґрунтовні підходи щодо експериментальних досліджень динаміки руху кранів з різними стріловими системами. Тут запропоновано системи керування механізмами кранів, що працюють у режимі реального часу.

Таким чином, виявлено різні підходи, щодо покращення динамічних характеристик руху стрілових систем, а, відповідно, і зменшення енергетичних витрат технологічного процесу транспортування вантажу під час роботи крана.

Мета досліджень

Мета дослідження полягає у отриманні рекомендацій щодо можливості практичного застосування закону руху стрілової системи знайденого в результаті оптимізації за критерієм середньоквадратичних значень ривків під час пуску електродвигуна механізму зміни вильоту.

Результати досліджень

Раніше встановлено [2], що режим руху стрілової системи, який забезпечує мінімальну різницю між ривками кінцевої точки хобота A і центром мас вантажу B (рис. 1), визначається наступною умовою

$$\sum_{i=1}^n |\ddot{x} - \ddot{x}_A| \rightarrow \min, \quad (1)$$

де $\ddot{x}$ – горизонтальна складова ривка вантажу; $\ddot{x}_A$ – горизонтальна складова ривка кінцевої точки хобота; n – кількість положень стрілової системи в процесі зміни вильоту.

На рис. 1 використано наступні позначення геометричних характеристик стрілової системи:

y_1, y_2, y_4 – вертикальні координати центрів мас відповідно стріли, хобота та рухомої противаги; x_2, x – горизонтальні координати центрів мас відповідно хобота і вантажу; α – кутова координата повороту стріли; $\varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ – кутові координати повороту відповідно хобота, відтяжки та коромисла противаги; L – довжина стріли; l – довжина хобота; r – довжина контрхобота; R – довжина відтяжки; H – довжина підвісу вантажу; ψ – кутова координата відхилення вантажного канату від вертикалі.

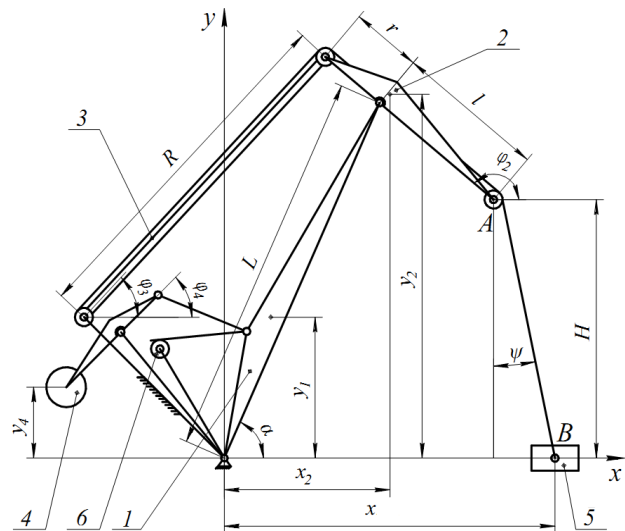


Рис. 1. Схема шарнірно-зчленованої стрілової системи з рейковим механізмом зміни вильоту: 1 – стріла; 2 – прямолінійний хобот; 3 – відтяжка; 4 – противага; 5 – вантаж; 6 – привідна шестерня.

Fig. 1. Horse-head jib system with raked luffing mechanism: 1 – main jib; 2 – straight jib; 3 – tieback; 4 – movable counterweight; 5 – cargo; 6 – the driving gear.

Для математичного маятника, що має рухому точку закріплення з довжиною підвісу H , є справедливими такі співвідношення [2]:

$$\begin{aligned} x_A &= x + \frac{H}{g} \ddot{x}; \dot{x}_A = \dot{x} + \frac{H}{g} \ddot{x}; \\ \ddot{x}_A &= \ddot{x} + \frac{H}{g} \overset{IV}{x}; \overset{V}{\ddot{x}}_A = \overset{V}{\ddot{x}} + \frac{H}{g} x, \end{aligned} \quad (2)$$

де $x_A, \dot{x}_A, \ddot{x}_A$ – кінематичні характеристики кінцевої точки хобота A , відповідно горизонтальна координата, швидкість та прискорення; $x, \dot{x}, \ddot{x}, \overset{IV}{x}, \overset{V}{x}$ – кінематичні характеристики центру мас вантажу, відповідно горизонтальна координата, швидкість, прискорення, ривок та четверта і п'ята похідні від координати.

Умова мінімізації середньоквадратичної різниці ривків забезпечується інтегральним функціоналом, який відображає суму квадратів відхилення ривків на всій ділянці перехідного процесу

$$\Delta \ddot{x}^2 = \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} (\ddot{x} - \ddot{x}_A)^2 dt = \frac{H^2}{g^2 t_1} \int_0^{t_1} x^2 dt, \quad (3)$$

де t_1 – тривалість перехідного режиму руху стрілової системи.

Підінтегральний вираз цього функціоналу відображає кінематичні співвідношення між горизонтальними координатами вантажу x і кінцевої точки хобота x_A та висотою підвісу вантажу H . Вказаний функціонал записано для ШЗСС сучасного порталного крана МАРК-40, що має такі технічні параметри:

- мінімальний виліт $S_{min} = 7,4$ м;
- максимальний виліт $S_{max} = 30$ м;
- номінальна швидкість горизонтального переміщення вантажу $V = 1,05$ м/с;
- час зміни вильоту від мінімального до максимального $t = 22$ с;
- довжина стріли $L = 25,76$ м;
- довжина хобота $l = 10,16$ м;
- довжина підвісу вантажу $H = 14,7$ м;
- маса стріли $m_1 = 12650$ кг;
- маса хобота (в зборі разом з контрхоботом) $m_2 = 5423$ кг;
- маса відтяжки $m_3 = 3114$ кг;
- маса противаги $m_4 = 13525$ кг;
- середня вантажопідйомність крана на основному гаку $m = 20000$ кг.

Крани такого типу виготовляються спільно Фінляндією та Україною і відповідають всім сучасним вимогам українського та європейського законодавства щодо безпеки, ергономіки та енергозбереження.

Функціонал (3) досягає мінімуму при функціях, які є розв'язком рівняння Ейлера-Пуассона і мають вигляд

$$\begin{aligned} & \frac{\partial^2 x^2}{\partial x^2} - \frac{d}{dt} \frac{\partial x^2}{\partial \dot{x}} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial x^2}{\partial \ddot{x}} - \\ & - \frac{d^3}{dt^3} \frac{\partial x^2}{\partial \ddot{x}} + \frac{d^4}{dt^4} \frac{\partial x^2}{\partial x} - \frac{d^5}{dt^5} \frac{\partial x^2}{\partial x} = 0. \end{aligned} \quad (4)$$

Приведене рівняння зводиться до диференціального рівняння десятого порядку виду

$$x = 0. \quad (5)$$

Після інтегрування цього рівняння за часом, отримано систему з десяти рівнянь:

$$I^X \quad x = D_1; \quad I^{VIII} \quad x = D_1 t + D_2; \quad I^{VII} \quad x = \frac{1}{2} D_1 t^2 + D_2 t + D_3;$$

$$I^VI \quad x = \frac{1}{6} D_1 t^3 + \frac{1}{2} D_2 t^2 + D_3 t + D_4;$$

$$I^V \quad x = \frac{1}{24} D_1 t^4 + \frac{1}{6} D_2 t^3 + \frac{1}{2} D_3 t^2 + D_4 t + D_5;$$

$$I^IV \quad x = \frac{1}{120} D_1 t^5 + \frac{1}{24} D_2 t^4 + \frac{1}{6} D_3 t^3 + \frac{1}{2} D_4 t^2 + D_5 t + D_6;$$

$$\ddot{x} = \frac{1}{720} D_1 t^6 + \frac{1}{120} D_2 t^5 + \frac{1}{24} D_3 t^4 + \frac{1}{6} D_4 t^3 +$$

$$+ \frac{1}{2} D_5 t^2 + D_6 t + D_7;$$

$$\ddot{x} = \frac{1}{5040} D_1 t^7 + \frac{1}{720} D_2 t^6 + \frac{1}{120} D_3 t^5 + \frac{1}{24} D_4 t^4 + \frac{1}{6} D_5 t^3 + \frac{1}{2} D_6 t^2 + D_7 t + D_8;$$

$$\dot{x} = \frac{1}{40320} D_1 t^8 + \frac{1}{5040} D_2 t^7 + \frac{1}{720} D_3 t^6 + \frac{1}{120} D_4 t^5 + \frac{1}{24} D_5 t^4 + \frac{1}{6} D_6 t^3 + \frac{1}{2} D_7 t^2 + D_8 t + D_9;$$

$$\begin{aligned} x = & \frac{1}{362880} D_1 t^9 + \frac{1}{40320} D_2 t^8 + \frac{1}{5040} D_3 t^7 + \\ & + \frac{1}{720} D_4 t^6 + \frac{1}{120} D_5 t^5 + \frac{1}{24} D_6 t^4 + \frac{1}{6} D_7 t^3 + \\ & + \frac{1}{2} D_8 t^2 + D_9 t + D_{10}, \end{aligned} \quad (6)$$

де $D_1, D_2, D_3, D_4, D_5, D_6, D_7, D_8, D_9, D_{10}$ – постійні інтегрування, які визначаються за крайовими умовами руху.

Під час руху стрілової системи на ділянці пуску крайові умови мають вигляд:

$$\begin{aligned} t = 0, x = x_0, \dot{x} = \ddot{x} = \ddot{\ddot{x}} = \ddot{\ddot{\ddot{x}}} = x = 0; \\ t = t_1, \dot{x} = v, \ddot{x} = \ddot{\ddot{x}} = \ddot{\ddot{\ddot{x}}} = x = x = 0, \end{aligned} \quad (7)$$

де x_0 – горизонтальна координата вантажу на початку руху стрілової системи; t_1 – час розгону до виходу на усталену швидкість; v – швидкість горизонтального переміщення вантажу при усталеному русі.

При вказаних крайових умовах постійні інтегрування набувають таких значень:

$$\begin{aligned} D_1 = \frac{1411200v}{t_1^8}; \quad D_2 = \frac{-604800v}{t_1^7}; \quad D_3 = \frac{100800v}{t_1^6}; \\ D_4 = \frac{-26880v}{t_1^5}; \quad D_5 = \frac{1680v}{t_1^4}; \\ D_6 = D_7 = D_8 = D_9 = 0; \quad D_{10} = x_0. \end{aligned} \quad (8)$$

Підставивши отримані постійні інтегрування у систему (6), визначимо такий режим руху вантажу, що забезпечує мінімальне середньоквадратичне відхилення між ривком вантажу та ривком кінцевої точки хобота на ділянці розгону стрілової системи:

$$x = \rho + x_0 + \frac{35vt^9}{9t_1^8} - \frac{20vt^8}{t_1^7} + \frac{40vt^7}{t_1^6} - \frac{112vt^6}{3t_1^5} + \frac{14vt^5}{t_1^4};$$

$$\dot{x} = \frac{35vt^8}{t_1^8} - \frac{160vt^7}{t_1^7} + \frac{280vt^6}{t_1^6} - \frac{224vt^5}{t_1^5} + \frac{70vt^4}{t_1^4};$$

$$\ddot{x} = \frac{280vt^7}{t_1^8} - \frac{1120vt^6}{t_1^7} + \frac{1680vt^5}{t_1^6} - \frac{1120vt^4}{t_1^5} + \frac{280vt^3}{t_1^4};$$

$$\ddot{\ddot{x}} = \frac{1960vt^6}{t_1^8} - \frac{6720vt^5}{t_1^7} + \frac{8400vt^4}{t_1^6} - \frac{44800vt^3}{t_1^5} + \frac{840vt^2}{t_1^4};$$

$$I^IV \quad x = \frac{11760vt^5}{t_1^8} - \frac{33600vt^4}{t_1^7} + \frac{33600vt^3}{t_1^6} - \frac{13440vt^2}{t_1^5} + \frac{1680vt}{t_1^4};$$

$$x = \frac{58800vt^4}{t_1^8} - \frac{134400vt^3}{t_1^7} + \frac{100800vt^2}{t_1^6} - \frac{26880vt}{t_1^5} + \frac{1680v}{t_1^4};$$

$$v_x = \frac{235200vt^3}{t_1^8} - \frac{403200vt^2}{t_1^7} + \frac{201600vt}{t_1^6} - \frac{26880v}{t_1^5}. \quad (9)$$

Підставивши, визначені за допомогою рівнянь (9), кінематичні характеристики вантажу у систему (2), визначимо кінематичні характеристики руху кінцевої точки хобота.

При цьому кутова координата нахилу стріли до горизонту визначається з наступного виразу

$$\alpha = \arccos z, \quad (10)$$

де z – є розв'язком повного квадратного рівняння, що характеризує кінематичні залежності між окремими ланками ШЗСС крана та стрілою. Визначення параметру z в повному обсязі наведено в роботі [2].

Кутова швидкість стріли в будь-який момент часу розгону ШЗСС визначається за виразом

$$\dot{\alpha} = -\frac{\dot{z}}{\sqrt{1-z^2}}, \quad (11)$$

де $\dot{z}$ – параметр z з виразу (10), що продиференційований за часом [2].

Кутове прискорення стріли має вигляд

$$\ddot{\alpha} = -\frac{\ddot{z}}{\sqrt{1-z^2}} - \frac{\dot{z}^2 z}{(1-z^2)^{\frac{3}{2}}}, \quad (12)$$

де $\ddot{z}$ – друга похідна за часом від характеристики z .

Однією з найбільш навантажених ланок приводу механізму зміни вильоту ШЗСС крана є зубчаста рейка приводного механізму 6 (рис. 1). Тому доцільно дослідити зміну внутрішнього зусилля в ній під час руху на ділянці розгону. Повне внутрішнє зусилля в зубчастій рейці знаходиться за такою залежністю

$$F = F_C + F_D, \quad (13)$$

де F_C , F_D – відповідно статична та динамічна складові внутрішнього зусилля в рейці. Повні вирази для знаходження F_C та F_D наведено в роботах [2, 6].

Використовуючи залежності (9),..., (13), було проведено дослідження кінематичних та силових характеристик ШЗСС крана за законом, який відповідає мінімізації критерію, що відображає середньоквадратичне значення ривків під час руху на ділянці пуску.

Під час аналізу отриманих залежностей кінематичних характеристик стрілової системи було зафіксовано мінімальні та максимальні значення наступних характеристик: $x, \dot{x}, \ddot{x}$ – відповідно горизонтальна координата, швидкість та прискорення вантажу; $x_A, \dot{x}_A, \ddot{x}_A$ – відповідно горизонтальна координата, швидкість та прискорення кінцевої точки хобота; $\alpha, \dot{\alpha}, \ddot{\alpha}$ – відповідно кутові координата, швидкість та прискорення стріли; F_C , F_D , F – відповідно статичне, динамічне та повне зусилля в зубчастій рейці.

Аналітичні дослідження руху проводились при різних тривалості розгону стрілової системи до усталеної швидкості. Було обрано тривалість розгону в межах 3...5 с, що відповідає вимогам та рекомендаціям

до електродвигунів кранового типу та їхніх систем керування [7, 8].

Вказані характеристики було обрано з огляду на те, що вони у найбільш повному обсязі відображають картину кінематики та динаміки руху стрілової системи та вантажу на канатному підвісі [9, 10]. Отримані розрахункові дані дослідження зведено до табл. 1 з кроком часу 0,5 с.

Аналізуючи отримані результати дослідження, встановлено, що тривалість розгону $t_1 = 3$ с бажано не використовувати з огляду на те, що на початку руху виникають значні рушійні прискорення стрілової системи [11, 12]. Для виходу на усталену швидкість система швидко розганяється і потім гальмується – це призводить до зміни напрямку швидкості руху кінця хобота. Такий швидкий розгін спричинює велике значення динамічної складової внутрішнього зусилля в зубчастій рейці. Внаслідок цього відбувається зміна повного внутрішнього зусилля в межах від $F = -44,17$ кН до $F = 122,82$ кН.

Таблиця 1. Результати дослідження при різних тривалості пуску.

Table 1. Results of the study at different length of start.

Параметр		Час пуску t_1, c				
		3	3,5	4	4,5	5
x , м	min	8,5	8,5	8,5	8,5	8,5
	max	10,25	10,54	10,83	11,13	11,42
$\dot{x}$, м/с	min	0	0	0	0	0
	max	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05
$\ddot{x}$, м/с ²	min	0	0	0	0	0
	max	0,82	0,705	0,62	0,55	0,49
x_A , м	min	8,5	8,5	8,5	8,5	8,5
	max	10,25	10,54	10,83	11,13	11,42
$\dot{x}_A$, м/с	min	-0,49	-0,13	0	0	0
	max	1,74	1,301	1,05	1,05	1,05
$\ddot{x}_A$, м/с ²	min	-3,14	-1,79	-1,05	-0,63	-0,36
	max	3,82	2,41	1,63	1,15	0,84
α , рад	min	1,26	1,257	1,25	1,247	1,242
	max	1,29	1,29	1,29	1,29	1,29
$\dot{\alpha}$, рад/с	min	-0,03	-0,02	-0,02	-0,02	-0,02
	max	0,008	0,002	0	0	0
$\ddot{\alpha}$, рад/с ²	min	-0,05	-0,03	-0,02	-0,02	-0,01
	max	0,05	0,03	0,02	0,009	0,005
F_C , кН	min	-44,17	-44,17	-44,17	-44,17	-44,17
	max	-27,4	-25,4	-23,65	-22,11	-20,76
F_D , кН	min	0	0	0	0	0
	max	164,75	109,4	81,05	75,19	76,57
F , кН	min	-44,17	-44,17	-44,17	-44,17	-44,17
	max	122,82	67,95	46,9	43,67	43,88

При тривалості розгону $t_1 = 3,5$ с відбувається більш плавний розгін стрілової системи. Плавний рух досягається за рахунок зменшення максимального прискорення вантажу до $\ddot{x} = 0,705$ м/с². Таке прискорення призвело до зменшення максимального

внутрішнього зусилля в рейці майже вдвічі в порівнянні з тривалістю розгону $t_1 = 3\text{с}$.

Набагато сприятливіші швидкісні характеристики стрілова система має при тривалості пуску $t_1 = 4\text{с}$ – відбувається плавна зміна швидкості та прискорення кінцевої точки хобота. При цьому вдається забезпечити симетричний цикл зміни внутрішнього навантаження в рейці у межах $F = -44,17...46,9\text{кН}$.

При подальшому збільшенні тривалості пуску до $t_1 = 4,5\text{с}$ та $t_1 = 5\text{с}$ характер кінематичних характеристик ШЗСС і вантажу майже не змінюється. Хоча спостерігається деяке покращення плавної зміни навантаження зубчастої рейки. Однак, збільшення тривалості пуску призводить до суттєвого збільшення тривалості вильоту стрілової системи. Це, як наслідок, приводить до зменшення продуктивності робочого процесу.

Тому найбільш прийнятною тривалістю пуску буде час у межах $t_1 = 3,5...4\text{с}$.

Для повного відображення кінематичних та силових характеристик під час процесу пуску ШЗСС крана побудовано графічні залежності зміни – горизонтальних координат вантажу та точки А хобота (рис. 2), горизонтальних швидкостей (рис. 3) та прискорень (рис. 4) цих же точок. Графічні залежності побудовано за умови тривалості пуску $t_1 = 4\text{с}$.

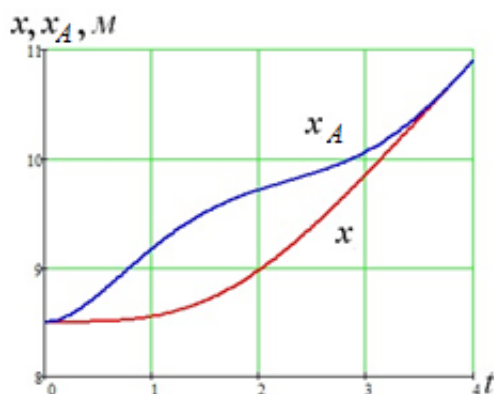


Рис. 2. Графіки зміни горизонтальних координат.
Fig. 2. Graphs changes of horizontal coordinates.

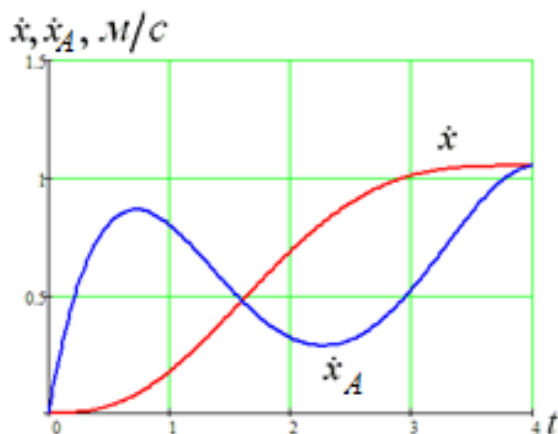


Рис. 3. Графіки зміни швидкостей.
Fig. 3. The schedule change of speeds.

Для аналізу кінематики руху стріли під час пуску побудовано графічні залежності зміни її кутової координати (рис. 5), кутової швидкості (рис. 6) та кутового прискорення (рис. 7).

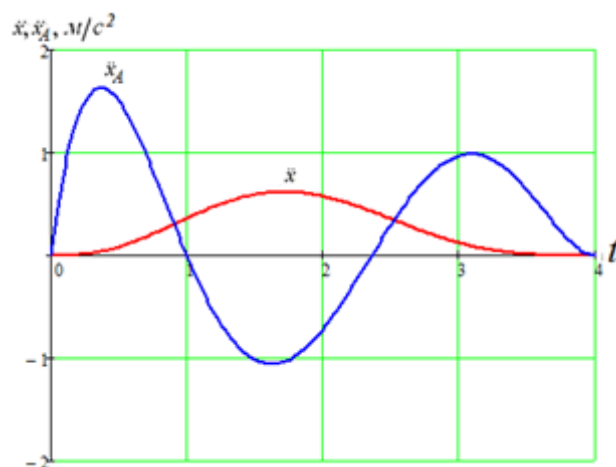


Рис. 4. Графіки зміни прискорень.
Fig. 4. The graphics changes of acceleration.

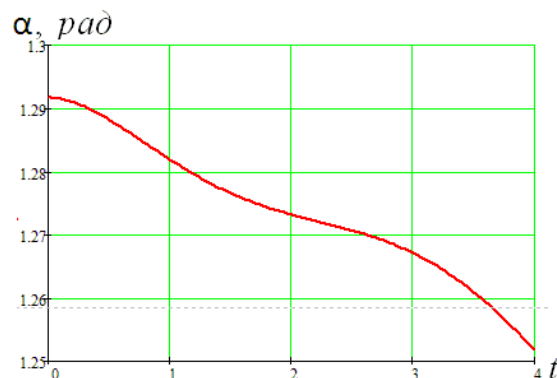


Рис. 5. Графік зміни кутової координати стріли.
Fig. 5. Graphs changes of angular coordinate of arrow.

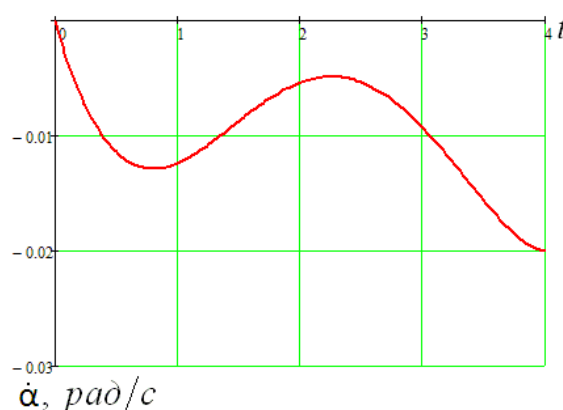


Рис. 6. Графік зміни кутової швидкості стріли.
Fig. 6. Graphs change in angular velocity of arrow.

Із графічних залежностей на рис. 3 та рис. 6 видно, що на початку руху відбувається швидкий розгін стріли, а пізніше плавне пригальмовування. Це дозволяє точно позиціювати вантаж в момент завершення пуску (рис. 2).

Із графічних залежностей на рис. 8 видно, що статична складова F_C внутрішнього зусилля в рейці протягом всього часу розгону залишається майже сталою. Значення динамічної складової F_D залежить від прискорення ланок стрілової системи. Видно, що загальне внутрішнє зусилля в зубчастій рейці змінюється плавно.

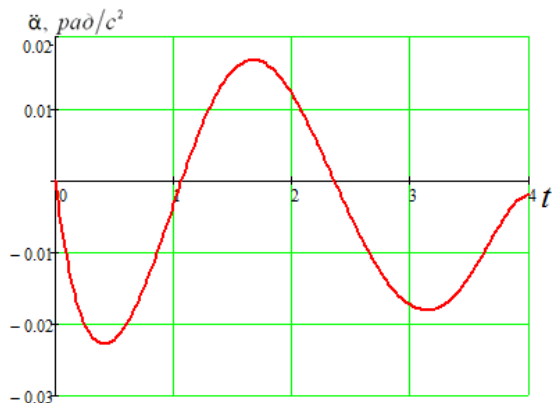


Рис. 7. Графік зміни кутового прискорення стріли.

Fig. 7. Graphs changes the angular acceleration of arrow.

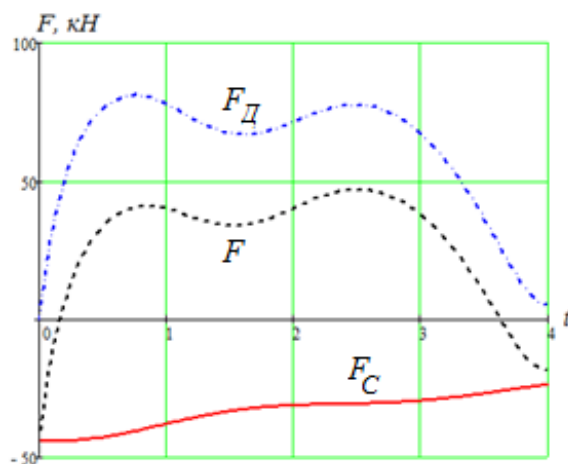


Рис. 8. Графіки зміни внутрішніх зусиль в рейці.

Fig. 8. Graphs of internal change efforts of rail.

Висновки

1. У роботі проведено дослідження кінематичних та силових характеристик ШЗСС під час перехідного режиму пуску, який здійснюється за законом, що відповідає оптимізації режиму руху за критерієм середньоквадратичного значення ривків, яке показало доцільність використання такого режиму руху стрілової системи в процесі пуску.

2. Визначено залежність руху кінцевої точки хобота, до якої на канаті підвішено вантаж. За допомогою встановленої залежності проведено кінематичний та силовий аналіз під час руху стрілової системи за різної тривалості процесу пуску, з якого встановлено доцільну тривалість пуску.

3. Встановлено, що найбільш сприятливою, з точки зору забезпечення плавності руху вантажу та бажаної продуктивності крана, є тривалість розгону,

що становить 4 с. При такій тривалості розгону забезпечується плавна зміна внутрішнього зусилля в зубчастій рейці приводу, що позитивно впливає на загальну динаміку руху ШЗСС стрілової системи та підвищує надійність роботи приводного механізму зміни вильоту та крана в цілому.

4. Для встановленої тривалості розгону побудовано графічні залежності зміни кінематичних характеристик вантажу, кінцевої точки хобота та стріли, що дозволило оцінити кінематику руху всієї стрілової системи крана в процесі зміни вильоту.

Список літератури

1. Паламарчук Д. А. Дослідження руху стрілової системи крана під час пуску за законом оптимізації прискорень. Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини, 2015. №85. С. 21-27.
2. Ловейкін В. С., Паламарчук Д. А. Оптимізація режимів руху шарнірно-зчленованої стрілової системи крана. Монографія. Київ. ЦП „КОМПРИНТ”, 2015. 224 с.
3. Суглобов В. В., Михеев В. А., Ткачук Е. В. Оптимизация действующих нагрузок на механизм изменения вылета стрелы с целью снижения энергопотребления портального крана. Захист металургійних машин від поломок: зб. наукових праць ПДТУ, 2013. Вип. 15. С. 133-140.
4. Min-Saeng Kim, Yoo In Shin, Chul Ki Song Structural analysis for a 70/15 ton×105 m level luffing crane. J. Korean Soc. Precis. Eng, 2013. Vol. 30, No. 9. pp. 983-990.
5. Ehsan A. Maleki Dynamics and control of a small-scale mobile boom crane. A thesis presented to the academic faculty. Georgia institute of technology december, 2010. 120 p.
6. Ловейкін В. С., Паламарчук Д. А. Исследование движущих сил в механизме изменения вылета стреловой системы крана. Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини, 2014. №84. С. 39-45.
7. Яуре А. Г., Певзнер Е. М. Крановый электропривод. Справочник. Москва. Энергоатомиздат, 1988. 344 с.
8. Найдено Е. В. Управление электроприводом механизмов горизонтального перемещения с подвешенным грузом Електромашинобудування та електрообладнання, 2007. № 69. С. 17-22.
9. Бортыков Д. Е., Некрасова А. В., Соколов С. А. Моделирование эксплуатационной нагруженности элементов портальных кранов. Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета, 2008. №60. С. 203-211.
10. Keqin LI, Cuxiang Jiang Inverse design of a new double-link luffing mechanism and realization on MATLAB. Proceedings of the 3rd ICMEM International conference on mechanical engineering and mechanics. October 21-23, 2009. Beijing, P. R. China. pp. 301-304.
11. Bargazov E., Bortyakov D., Uzunov T., Alipiev O., Antonov S. Optimization research of the cargo pendulum and units displacements of the gantry cranes

level luffing jib system. International scientific journal "Machines. Technologies. Materials.", 2018. Year XII, Issue 10. pp. 386-391.

12. Dong Soo Kim, Jongsoo Lee Structural design of a level-luffing crane through trajectory optimization and strength-based size optimization. Structural and multidisciplinary optimization; Heidelberg, 2015. Vol. 51, No. 2. pp. 515-531.

References

1. Palamarchuk D. A. (2015). Study of motion boom crane during start statutory optimization accelerated. Allukrainian collection of scientific works "Mining, constructional, road and melioration machines". 85. 21-27.

2. Loveikin V. S., Palamarchuk D. A. (2015). Optimization of modes of movement in the horse head system of the crane. Kyiv. Publisher TsP «KOMPRINT», 224.

3. Suglov V. V., Mikheev V. A., Tkachuk E. V. (2013). Optimization of acting loads on the level luffing mechanism in order to reduce the energy consumption of the portal crane. Protection of metallurgical machines from breakdowns. 15. 133-140.

4. Min-Saeng Kim, Yoo In Shin, Chul Ki Song. (2013). Structural analysis for a 70/15 ton×105 m level luffing crane. J. Korean Soc. Precis. Eng., 30(9). 983-990.

5. Ehsan A. Maleki. (2010). Dynamics and control of a small-scale mobile boom crane. A thesis presented to the academic faculty. Georgia institute of technology december. 2010. 120.

6. Loveikin V. S., Palamarchuk D. A. (2014). Study of driving forces in the mechanism of changing the boom system of the crane. Allukrainian collection of scientific works "Mining, constructional, road and melioration machines". 84. 39-45.

7. Yaure A. G., Pevzner E. M. (1988). Crane electric drive. Directory. Moscow. Energoatomizdat. 344.

8. Naidenko E. V. (2007). Control of an electric drive of horizontal movement mechanisms with a suspended load. Electrical engineering and electrical equipment. 69. 17-22.

9. Bortiaikov D. E., Nekrasova A. V., Sokolov S. A. (2008). Modeling of operational loading of elements of portal cranes. Scientific and technical statements of the St. Petersburg State Polytechnic University. 60. 203-211.

10. Keqin LI, Cuxiang Jiang. (2009). Inverse design of a new double-link luffing mechanism and realization on MATLAB. Proceedings of the 3rd ICMEM International conference on mechanical engineering and mechanics. October 21–23. Beijing, P. R. China. 301-304.

11. Bargazov E., Bortyakov D., Uzunov T., Alipiev O., Antonov S. (2018). Optimization research of the cargo pendulum and units displacements of the gantry cranes level luffing jib system. International scientific journal "Machines. Technologies. Materials." Year XII. 10. 386-391.

12. Dong Soo Kim, Jongsoo Lee. (2015). Structural design of a level-luffing crane through trajectory optimization and strength-based size optimization. Structural and multidisciplinary optimization; Heidelberg. 51(2). 515-531.

АНАЛІЗ ПУСКА ШАРНИРНО-СОЧЛЕНЕНОЇ СТРЕЛОВОЇ СИСТЕМИ ПРИ ОПТИМАЛЬНОМУ РЫВКОВОМ РЕЖИМЕ ДВИЖЕНИЯ

В. С. Ловейкин, Д. А. Паламарчук, Ю. А. Ромасевич

Аннотация. В данной статье представлены результаты аналитического исследования кинематических и силовых параметров движения шарнирно-сочлененной стреловой системы крана в начале движения. Исследование проведено при разгоне электродвигателя механизма изменения вылета из состояния покоя до частоты вращения, соответствующей номинальной рабочей скорости перемещения груза. При этом пуск электродвигателя происходит при условии движения всей стреловой системы вместе с грузом по закону оптимизации рынков.

Использование указанного закона позволяет полностью сгладить раскачивание груза в начале движения. Кроме того, к концу разгона обеспечиваются одинаковые скорости и ускорения между конечной точкой хобота крана и грузом. Это позволяет обеспечить высокую плавность движения стреловой системы и избежать раскачивания груза после выхода ротора электродвигателя на номинальную частоту вращения.

Также проведено исследование статического, динамического и полного усилия в зубчатой рейке привода.

Указанные исследования, проведено при различной продолжительности процесса пуска электродвигателя по закону оптимизации рынков. Это позволило установить зависимость исследуемых кинематических и силовых параметров от длительности переходного процесса. На основании проведенных исследований разработаны рекомендации по выбору длительности разгона электродвигателя в механизме изменения вылета.

В ходе исследования построены графики изменения исследуемых параметров стреловой системы во времени. Графические зависимости получены при наиболее приемлемой продолжительности режима разгона с точки зрения уменьшения динамических нагрузок на звенья стреловой системы, улучшение технологического процесса работы крана и его эргономики.

Ключевые слова: шарнирно-сочлененная стреловая система, механизм изменения вылета, оптимальное управление, раскачивание груза, усилия.

ANALYSIS OF STARTING IN HORSE HEAD SYSTEM AT OPTIMAL JERKING MODE OF MOVEMENT

V. S. Loveikin, D. A. Palamarchuk, Yu. O. Romasevych

Abstract. This article presents the results of an analytical study of the kinematic and power parameters of the movement of the articulated boom system of the crane at the beginning of the movement. The study was carried out during the acceleration of the electric motor of the mechanism for changing the departure from the state of rest to the rotation frequency corresponding to the nominal operating speed of the load movement. In this case, the start

of the electric motor occurs, provided that the entire boom system moves along with the load according to the law of jerking optimization.

The using of this regularity allows you to completely smooth out the swinging of the load at the beginning of the movement. In addition, towards the end of the acceleration, the same speeds and accelerations are provided between the end point of the crane trunk and the load. This makes it possible to ensure high smoothness of movement of the boom system, and to avoid the load swinging after the rotor of the electric motor reaches the rated speed.

Also, a study of static, dynamic and total force in the drive gear rack was carried out.

These studies were carried out at different duration of the process of starting the electric motor according to the law of jerking optimization. This made it possible to establish the dependence of the studied kinematic and power parameters on the duration of the transient process. Based on the above, recommendations have been developed for choosing the duration of the acceleration of the electric motor in the mechanism for changing the departure.

During of the study, graphs of changes in the studied parameters of the boom system in time were built. Graphical dependencies were obtained with the most acceptable duration of the acceleration mode from the point of view of reducing the dynamic loads on the links of the boom system, improving the technological process of the crane and its ergonomics.

Key words: horse head system, drive change mechanism, optimal control, load oscillations, efforts.

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

Д. А. Паламарчук ORCID 0000-0002-8019-9659.

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

УДК 631.363

ДОСЛІДЖЕННЯ РОТАЦІЙНОЇ СТРИГАЛЬНОЇ МАШИНКИ

В. С. Хмельовський, К. Д. Веселівський

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: brnivl2020@gmail.com.

Історія статті: отримано – червень 2020, акцептовано – жовтень 2020.

Бібл. 7, рис. 6, табл. 0.

Анотація. Ефективність стрижки овець в значній мірі залежить від продуктивності стригалів. За рахунок механічної енергії машинки відбувається тільки перерізання шерстяних волокон, а її переміщення по поверхні тіла тварини здійснюється людиною – стригалем. Стригальми високої кваліфікації при стрижці тонкорунних овець з широкозахватною гребінкою ($b=76,8$ мм) використовується приблизно 90% її ширини, низької та середньої 50-75 %. Найбільш професійні стригалі працюють, як правило, вузькозахватними гребінками ($b=57,6$ мм), тому що вузькозахватна гребінка чинить, при стрижці, менший опір на руку стригалю і дає можливість переміщувати машинку з більшою швидкістю, у порівнянні з широкозахватною. Отже, працездатність стригалю залежить від наступних факторів: сили тяги – P , швидкості руху – V , часу роботи (тривалість робочого процесу) – t . Теоретичні розрахунки показали, що при максимальному зусиллі стригалю оптимальна швидкість подачі складає 0,93 м/с, а навантаження на руку стригалю не повинно перевищувати 30,6 Н. Збільшення навантаження на руку стригалю більш ніж 30,6 Н викликає зниження швидкості подачі, та відповідно, зменшення продуктивності.

В світовій практиці стрижки овець виділяють два найбільш вдалих технічних рішення: зворотно поступальний різальний апарат та ротаційний. Аналіз кожного з варіантів показав, що у зворотно-поступального різального апарату, при недотриманні технологічних параметрів, різко знижується якість роботи (збільшується вміст січки) та зростає споживана потужність.

Січка, як і перестриг, небажані в процесі стрижки, їх сумарний вміст у руні не повинен перевищувати 1%. Якщо останній залежить від кваліфікації стригалю, то перша переважно від сукупності геометричних, конструктивних та технологічних параметрів різального апарату та стригальної машинки.

Різання вовни з обертовим характером руху ножа передбачає, що при повторному проході по вже остриженій поверхні лише розчісує вовну, в наслідок не виконання умов защемлення матеріалу. Ротаційний рух ножа дозволяє позбавитись від повторного зрізання вовни (утворення січки) та приводить до зменшення енергомісткості процесу в межах 20 %.

Нами було розроблено стенд, який має можливість визначити силу опору переміщення стригальної машинки у вовняному шарі та споживану потужність урухомлення машинки, яка затрачається під час стрижання, шляхом зміни швидкості руху стригальної машинки.

Порівнюючи МСУ-200 та ротаційну стригальну машинку можна відмітити, що споживана потужність розробленої машинки, в порівнянні з базовою, зменшилась в 2,2-2,3 рази. Сила опору переміщення зменшилась в 1,2-1,4 рази, а також зменшилась кількість січки в 3,2-3,5 разів.

Ключові слова: стрижка овець, вовна, стригальна машинка, повторний зріз, утворення січки.

Постановка проблеми

Ефективність стрижки овець в значній мірі залежить від продуктивності стригалів. Намагаючись підвищити продуктивність праці тільки за рахунок покращення машинки без вдосконалення технології стрижки, організації праці та підвищення кваліфікації виконавця – цілком природно, але на жаль це неможливо та мало ефективно. При цьому необхідно враховувати, що стригальна машинка – це ручний інструмент. За рахунок механічної енергії машинки відбувається тільки перерізання шерстяних волокон, а її переміщення по поверхні тіла тварини здійснюється людиною – стригалем [1, 2].

Встановлено, що стригальми високої кваліфікації при стрижці тонкорунних овець з широкозахватною гребінкою ($b=76,8$ мм) використовується приблизно 90% її ширини. Стригальні низької та середньої кваліфікації використовують тільки 50-75 % загальної ширини захвату такої гребінки [1, 2, 3]. Найбільш професійні стригалі працюють, як правило, вузькозахватними гребінками ($b=57,6$ мм). Це можна пояснити тим, що вузькозахватна гребінка чинить при стрижці менший опір на руку стригалю і дає можливість переміщувати машинку з більшою швидкістю у порівнянні з широкозахватною.

Отже, працездатність стригалю залежить від наступних факторів: сили тяги – P , швидкості руху – V , часу роботи (тривалість робочого процесу) – t .

Для оцінки працездатності стригалі запропонована залежність $V_{ср} = f(P)$ [2]:

$$V_{ср} = 1,14 \cdot \left(1 - \frac{P_{ср}}{80}\right) + 0,99 \cdot \left(1 - \frac{P_{ср}}{80}\right)^3 \quad (1)$$

де $V_{ср}$ – швидкість руху руки стригалі при робочому ході машинки, м/с;

$P_{ср}$ – сила подачі (тяга), що розвивається рукою стригалі при швидкості $V_{ср}$, Н.

Потужність, що розвивається рукою стригалі, описується формулою:

$$N_{ср} = V_{ср} \cdot P_{ср} \quad (2)$$

Розв'язок виразів (1) та (2) показав, що при максимальному зусиллі стригалі оптимальна швидкість подачі складає 0,93 м/с, а навантаження на руку стригалі не повинно перевищувати 30,6 Н. Збільшення навантаження на руку стригалі більш ніж 30,6 Н викликає зниження швидкості подачі, та відповідно, зменшення продуктивності. Зниження навантаження менш ніж 30,6 Н дає змогу збільшити швидкість подачі та продуктивність стригалі [2].

Аналіз останніх досліджень

В світовій практиці стрижки овець виділяють два найбільш вдалих технічних рішення: зворотно-поступальний різальний апарат з ексцентриковим механізмом та ротаційний різальний апарат з механічною передачею. Слід зазначити, що обидва варіанти мають двигун сумісний з рукояткою [3, 4].

При більш детальному аналізі кожного з варіантів, можна відмітити, що у зворотно-поступального різального апарата при недотриманні технологічних параметрів різко знижується якість роботи (збільшується вміст січки) та зростає споживана потужність [3], що видно з рисунку 1.

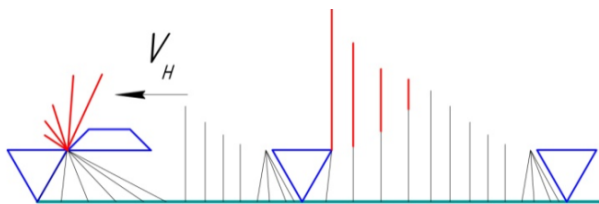


Рис. 1. Процес різання вовни різальною парою зі зворотно-поступальним рухом ножа.

Fig. 1. The process of cutting wool with cutting steam with reciprocating movement of the knife.

Січка як і перестриг небажані в процесі стрижки, їх сумарний вміст у руні не повинен перевищувати 1%. Якщо останній залежить від кваліфікації стригалі, то перша переважно від сукупності геометричних, конструктивних та технологічних параметрів різального апарату та стригальної машинки.

Величина січки, повторного зрізання вовни, вказує на ефективність різального апарату інакше кажучи на його досконалість, довершеність. За наявності повторних пробігів (зрізів) – збільшується сила різання, що призводить до збільшення енергозатрат на процес. Так площа повторних проходів ножа в стригальних машинках зі зворотно-

поступальним характером рух ножа складає до 33,6 % остриженої поверхні, рис. 1 [2].

Для зменшення площ подвійного пробігу ножа, а відповідно і кількості січки, рекомендується переміщати стригальну машинку з оптимальною швидкістю [1, 2]. Але дотримання виконання цієї умови на практиці неможливо, оскільки значення швидкості подачі машинки V_H , в основному, визначається станом вовняного покриву тварини та кваліфікацією стригалі [3, 4].

Розглянемо схему процесу різання вовни різальною парою з обертним характером руху ножа, представлену на рисунку 2.



Рис. 2. Процес різання вовни різальною парою з обертним характером руху ножа.

Fig. 2. The process of cutting wool with cutting steam with the rotational nature of the movement of the knife.

Ніж обертається в одному напрямку, а при повторному проході по вже остриженій поверхні – лише розчісує вовну, в наслідок не виконання умов защемлення матеріалу. Ротаційний рух ножа дозволяє позбавитись від повторного зрізання вовни (утворення січки). Це може призвести до зменшення енергомісткості процесу різання в межах 20 %, а також зменшення вмісту січки у руні – підвищити якість.

Мета досліджень

Метою роботи було: визначити силу опору переміщення стригальної машинки в вовняному шарі та споживану потужність привода машинки, яка затрачається під час стрижки, шляхом зміни швидкості руху стригальної машинки.

Під час дослідження використовувався розроблений нами стенд для випробування ручних різальних інструментів, на якому проводились лабораторно-експериментальні дослідження стригальних машинок МСУ-200, МСО-77В, N1J-GM01-76 та ротаційного типу.

Для визначення споживаної потужності на урухомлення стригальної машинки, використовували аналогово-цифровий перетворювач (АЦП) та струмові кліщі. Дослідження проводились при температурі навколишнього середовища від + 14 °С до + 25 °С.

Результати досліджень

Під енергетичними характеристиками ми розуміємо силу опору переміщення стригальної машинки в вовняному шарі та споживану потужність

на урухомлення машинки, яка затрачається під час стриження. З метою визначення останніх та встановлення залежностей між ними, геометричними та технологічними параметрами, нами був розроблений стенд для випробування ручних різальних інструментів, схема якого представлена на рисунку 4 та 5. На якому проводяться лабораторно-експериментальні дослідження стригальних машинок MSU-200, MCO77B, N1J-GM01-76 та ротаційного типу рисунок 3 [5, 6].



Рис. 3. Досліджувані стригальні машинки: N1J-GM01-76, MSU-200, MCO-77B та стригальна машинка ротаційного типу.

Fig. 3. Researched clippers: N1J-GM01-76, MSU-200, MCO-77V and rotary shearing machine.

Стенд забезпечує:

- можливість зміни та контролю швидкості подачі стригальної машинки у діапазоні $v_{\Pi} = 0,1 - 2,5$ м/с;
- можливість зміни та контролю частоти обертання ножа у діапазоні $n_H = 500 - 4000$ об/хв, $n_H = 8,33 - 66,70$ с⁻¹;
- можливість зміни та контролю кута входження різального апарату в вовну у діапазоні $\alpha = 0 - 20^\circ$;
- можливість контролю споживаної потужності урухомлення стригальної машинки у діапазоні $N_{El} = 1 - 4000$ Вт;
- можливість контролю сили опору переміщення в діапазоні $F_{OP} = 1 - 375$ Н.

Стенд [7] складається з напрямної рами 1, вздовж якої пересувається візок 2. На візку розміщений тримач 3 з можливістю вертикального пересування. На тримачі 3 встановлюють досліджувані інструмент 4 (наприклад, стригальна машинка) з можливістю регулювання кута його нахилу до горизонту. На робочому столі 5 є пристрій 6 кріплення досліджуваного матеріалу 7 (овчина). Візок 2 з'єднаний з урухомлювальним барабаном 8 за допомогою канату 9 через розмикач 11. Барабан 8 встановлений на столі 5 і приводиться в дію електродвигуном 10. На рамі 1 встановлено також стопор 12 для візка 2. На візку 2 є тензометричний датчик 13 (на зусилля розтягу-стиснення). На валах приводів інструменту 4 та електродвигуна 10 встановлені датчики обертів відповідно 14 та 16.

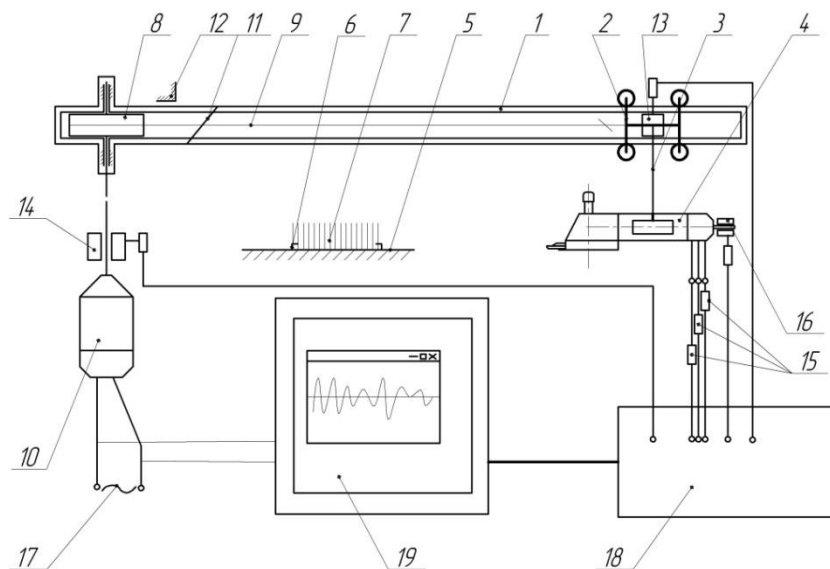


Рис. 4. Схема стенда для випробування ручних різальних інструментів: 1 – рама; 2 – візок; 3 – тримач; 4 – стригальна машинка; 5 – стіл; 6 – тримач овчини; 7 – овчина (штучна вовна); 8 – привідний барабан (вісь); 9 – трос; 10 – привід; 11 – роз'єднувач; 12 – стопор; 13 – тензометричний датчик; 14 – датчик Холла; 15 – струмові кліщі; 16 – датчик обертів; 17 – електромережа 220В; 18 – аналогово-цифровий перетворювач; 19 – ПК з програмним забезпеченням.

Fig. 4. Scheme of the stand for testing hand cutting tools: 1 – frame, 2 – trolley, 3 – holder, 4 – clipper, 5 – table, 6 – sheepskin holder, 7 – sheepskin (artificial wool), 8 – drive drum (axis), 9 – cable, 10 – drive, 11 – disconnecter, 12 – stopper, 13 – strain gauge, 14 – Hall sensor, 15 – current clamps, 16 – speed sensor, 17 – 220V electrical network, 18 – analog-to-digital converter, 19 – PC with software

Урухомлення інструменту 4 та електродвигун 10 під'єднуються до мережі 17. Параметри споживаної

потужності приводом інструмента 4 (стригальної машинки) записуються до ПК 19 за допомогою

аналогово-цифрового перетворювача (АЦП) 18 через струмові кліщі 15. (рис. 5).

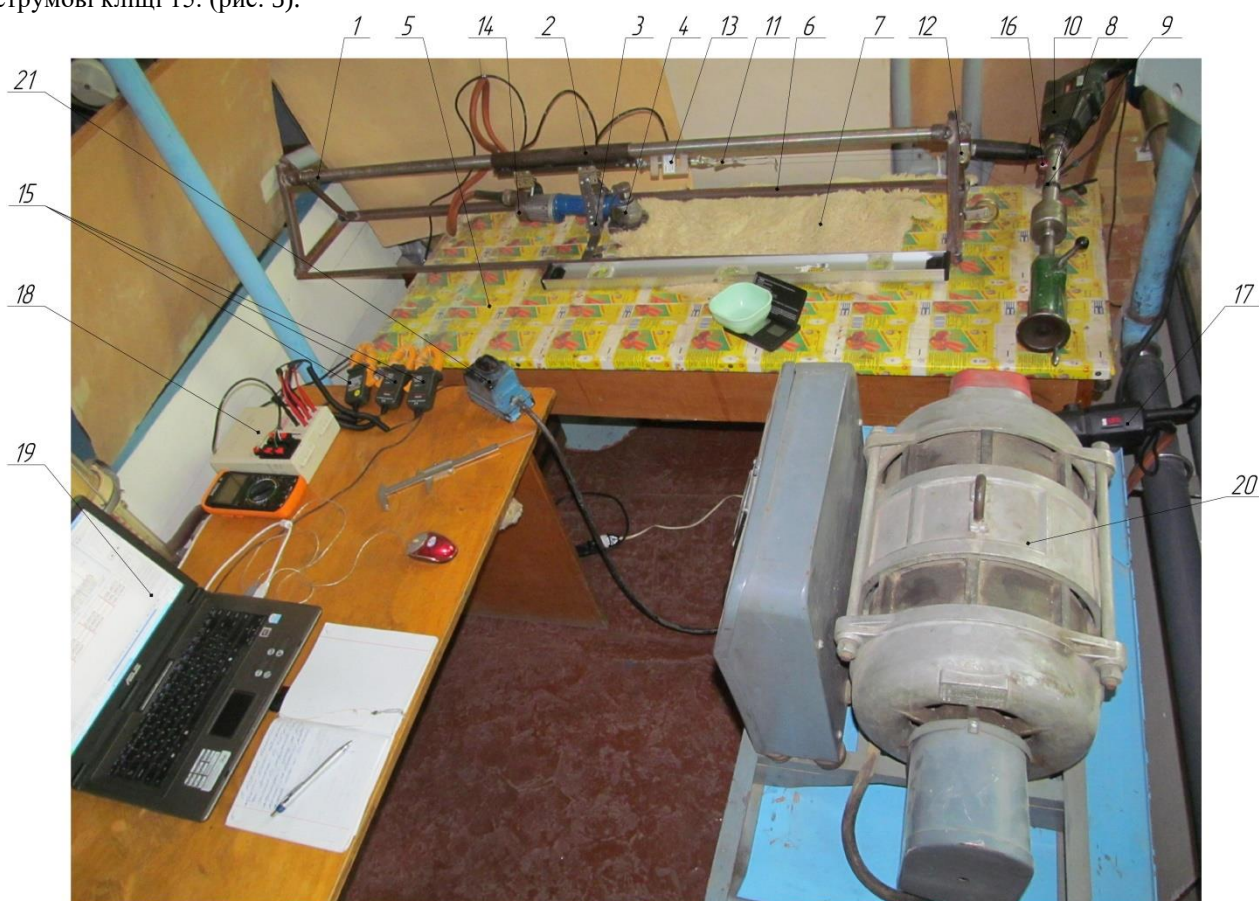


Рис. 5. Загальний вигляд стенда для випробування ручних різальних інструментів: 1 – рама, 2 – візок, 3 – тримач, 4 – стригальна машинка, 5 – стіл, 6 – тримач овчини, 7 – овчина (штучна вовна), 8 – привідний барабан (вісь), 9 – трос, 10 – привід, 11 – роз’єднувач, 12 – стопор, 13 – тензометричний датчик, 14 – датчик Холла, 15 – струмові кліщі, 16 – датчик обертів, 17 – електромережа 220В, 18 – аналогово-цифровий перетворювач, 19 – ПК з програмним забезпеченням, 20 – частотний перетворювач, 21 – механічний пускач приводу стригальної машинки.

Fig. 5. General view of the stand for testing hand cutting tools: 1 – frame, 2 – cart, 3 – holder, 4 – clipper, 5 – table, 6 – sheepskin holder, 7 – sheepskin (artificial wool), 8 – drive drum (axis), 9 – cable, 10 – drive, 11 – disconnecter, 12 – stopper, 13 – strain gauge, 14 – Hall sensor, 15 – current clamps, 16 – speed sensor, 17 – 220 V mains, 18 – analog-to-digital converter, 19 – PC with software, 20 – frequency converter, 21 – mechanical starter drive.

На основі попередньо проведених теоретичних досліджень, маючи змінні комплекти різальних пар та керуючи частотою обертів ножа, кутом нахилу до остриженої поверхні та швидкістю подачі машинки визначаємо такі енергетичні показники, як сила опору переміщення стригальної машинки та величину споживаної потужності електродвигуном на процес зняття вовни.

Спочатку визначаємо залежності змін сили опору переміщення та споживаної потужності без навантаження, потім при навантаженні. Різниця між останніми дає змогу оцінити роботу різального апарату при різних режимах.

Протягом дослідів до ПК 19 через АЦП 18 від датчиків 13, 14, 15, та 16 надходять такі показники, що змінюються в часі: частота обертів електродвигуна 10 та приводу інструменту 4, сила опору переміщення візка 2 (інструменту 4). Також АЦП 18 реєструє зміну споживану потужність електроурухомлення 4. Ці показники обробляються ПК 19 і відповідно до встановленої програми подаються в вигляді таблиць,

графіків чи рівнянь регресії. Які в подальшому використовуються при аналізі впливу досліджуваних факторів на ефективність роботи різального інструменту.

На екрані ПК 19, в режимі реального часу, будуються графіки зміни сили опору переміщення, споживаної потужності від часу при заданих: частоті обертання ножа та швидкості подачі з урахуванням комплексу різальних пар.

Після відсіювання маємо остаточні рівняння регресії:

$$Y_1 = 106,06 + 1,25X_1 + 1,75X_2 + X_3 + 2,95X_1^2 - 3,5X_1X_2 + 2,5X_2X_3 \quad (3)$$

$$Y_2 = 41,4 - 1,25X_1 + 2,25X_2 + 9X_3 + 1,5X_2X_3 \quad (4)$$

$$Y_3 = 4 - 1,25X_1 - 0,875X_2 - 1,125X_3 + 5,125X_1^2 + 1,875X_2^2 + 2,5X_1X_2 - 1,5X_1X_3 + 3,75X_2X_3 \quad (5)$$

Після розкодовування рівняння регресії мають вигляд:

$$N = 183,68,187 - 3,05625z - 23,75v - 0,0383333n + 0,083333nv - 8,75zv + 0,184375z^2 \quad (6)$$

$$F = 23,2125 - 0,3125z - 112,5v + 0,005n + 0,05nv \quad (7)$$

$$k = 376,695 - 13,5156z - 665v - 0,03999n - 0,00125zn + 0,125vn + 6,25zv + 0,32z^2 + 187,5v^2 \quad (8)$$

З метою порівняння ефективності роботи стригальних машинок зі зворотно-поступальним рухом та ротаційним, нами побудовано графік, що характеризує зміну споживаної потужності, сили опору переміщення та якості роботи від зміни швидкості подачі. Також на ньому відзначено пунктиром теоретичну залежність споживаної потужності (рис. 6).

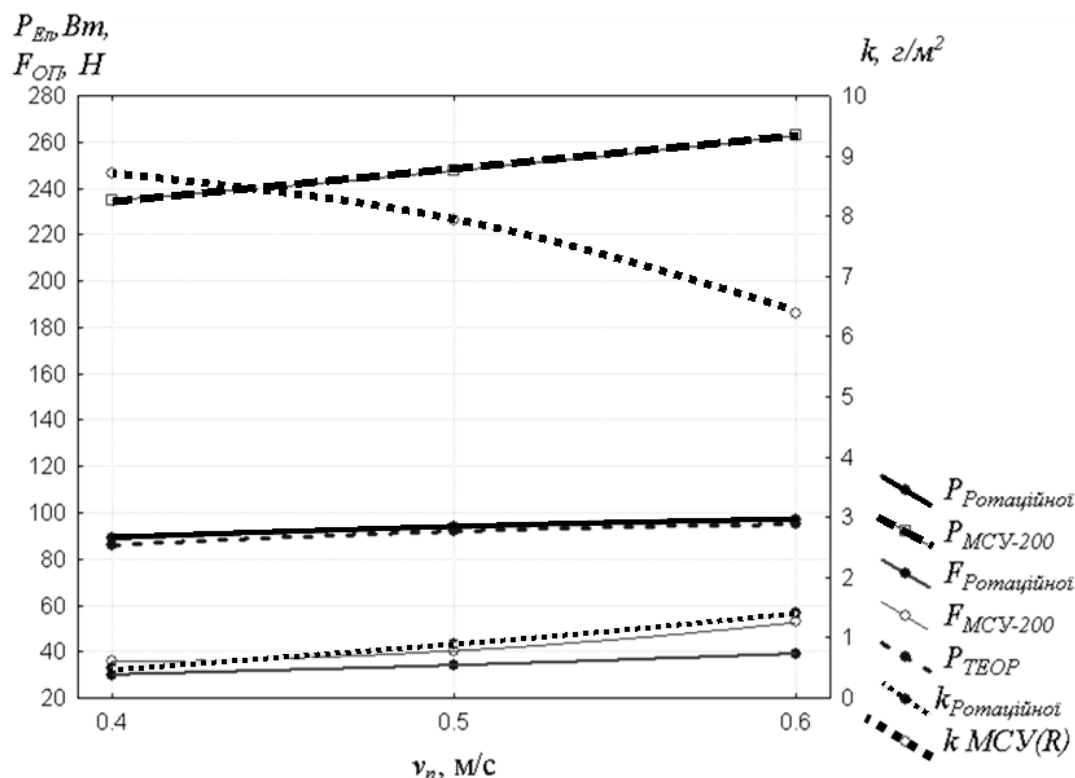


Рис. 6. Графік залежності споживаної потужності, сили опору переміщення та якості роботи стригальних машинок МСУ-200 та ротаційної від швидкості її подачі, при оптимальних $z = 25$ та $(n = 3000 \text{ об/хв}), n = 50 \text{ с}^{-1}$.

Fig. 6. Graph of power consumption, displacement resistance and quality of work of MSU-200 and rotary shearing machines on its feed speed, at optimal $z = 25$ and $(n = 3000 \text{ rpm}), n = 50 \text{ s}^{-1}$.

Порівнюючи МСУ-200 та ротаційну стригальні машинки можна відмітити, що споживана потужність розробленої машинки в порівнянні з базовою зменшилась в 2,2–2,3 рази.

Сила опору переміщення зменшилась в 1,2–1,4 рази. Так само зменшилася й кількість січки в 3,2–3,5 разів.

Також слід відмітити, що розбіжність теоретичних та експериментальних даних не перевищує 3%. Що дає змогу говорити про відповідність експериментальних з теоретичними залежностями та можливості застосування останніх при дослідженні процесу стрижки овець різних порід зокрема.

Висновки

1. Лабораторними дослідженнями на овчинах тонкорунних овець та штучному хутрі було остаточно встановлено наступні раціональні конструктивно-технологічні параметри стригальної машинки ротаційного типу: частота обертів ножа 48,3–50,0 с^{-1}

(2900–3000 об/хв), кількість зубців гребінки 23–25, швидкість подачі 0,6–0,7 м/с, що призвело до підвищення якості стрижки в 3,6–4 рази, зменшення споживаної потужності урухомлення у 1,5–2 рази та сили опору переміщення в 1,2–1,3 рази.

Список літератури

1. Ревенко І., Веселівський К. Анализ технических средств для стрижки овец с возвратно-поступательным характером движения ножа на территории СНГ. Motrol. commission of motorization and energetics in agriculture. 2013. Vol. 15. No 3. P. 52-59.
2. Крысюк В. И. Технологические и инженерно-технические основы процесса стрижки овец: дис. доктора с.-х. наук: 05.20.01. Ставрополь. 1983. 385 с.
3. Ревенко І. І., Веселівський К. Д. Розробка стригальної машинки ротаційного типу. Праці ТДАТУ. 2011. Вип. 11. Т. 5. С. 65-67.
4. Ревенко І. І., Білько В. В. Патент № 72772 Україна. Машинка для стрижки овець. Опубл. 15.04.2005. Бюл. № 4.

5. Клюев С. В., Клюев А. В. Оптимальное проектирование конструкций с учетом их устойчивости. Germany. Lambert, 2011. 141 с.

6. Ревенко І. І., Веселівський К. Д. Патент на корисну модель № 70018 Україна, B26B 25/00. Стригальна машинка ротаційного типу; заявник і патентовласник Національного університету біоресурсів і природокористування України. № у 201113005; заявлено 04.11.2011 ; опубліковано 25.05.2012. Бюл. № 10.

7. Веселівський К. Д. Патент на корисну модель № 73169 Україна, G01M 99/00. Стенд для випробувань ручних різальних інструментів; заявник і патентовласник Веселівський К. Д. № у 201203657; заявлено 26.03.2012 ; опубліковано. 10.09.2012, Бюл. № 17.

References

1. Revenko I., Veselivsky K. (2013). Analysis of technical means for shearing sheep with the reciprocating nature of the movement of the knife on the territory of the CNG. Motrol. commission of motorization and energetics in agriculture. 15(3). 52-59.

2. Krysiuk V. I. (1983). Technological and engineering-technical bases of the sheep shearing process: 05.20.01. Stavropol. 385.

3. Revenko I. I. (2011). Development of a rotary type shearing machine. Proceedings of TSATU. 11(5). 65-67.

4. Patent № 72772 (Ukraine). (2005). Sheep shearing machine. I. I. Revenko, V. V. Bilko. Publ. 15.04.2005. Bull. № 4.

5. Klyuev S. V., Klyuev A. V. (2011). Optimal design of structures taking into account their stability. Germany. Lambert. 141.

6. Revenko I. I., Veselivsky K. D. (2011). Utility model patent № 70018 Ukraine, B26B 25/00. Rotary type shearing machine; applicant and patent owner of the National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. № у 201113005; filed 04.11.2011; published 25.05.2012. Bull. № 10.

7. Veselivsky K. D. (2012). Utility model patent № 73169 Ukraine, G01M 99/00. Stand for testing hand cutting tools; applicant and patent owner Veselivsky K. D. № у 201203657; filed 26.03.2012; published. 10.09.2012, Bull. № 17.

ИССЛЕДОВАНИЕ РОТАЦИОННОЙ СТРИГАЛЬНОЙ МАШИНЫ

В. С. Хмелевский, К. Д. Веселівський

Аннотация. Эффективность стрижки овец в значительной степени зависит от производительности стригалей. За счет механической энергии машинки происходит только перерезание шерстяных волокон, а ее перемещение по поверхности тела животного осуществляет человек – стригаль. Стригаль высокой квалификации при стрижке тонкорунных овец с широкозахватной гребенкой ($b = 76,8$ мм) использует примерно 90% ее ширины, низкой и средней 50–75%. Наиболее профессиональные стригали работают, как правило, с узкозахватными гребешками ($b = 57,6$ мм),

потому что узкозахватные гребенки оказывают при стрижке меньшее сопротивление на руку стригаль и дают возможность перемещать машину с большей скоростью по сравнению с широкозахватной. Итак, работоспособность стригаль зависит от следующих факторов: силы тяги – P , скорости движения – V , времени работы (продолжительность рабочего процесса) – t . Теоретические расчеты показали, что при максимальном усилии стригаль оптимальная скорость подачи составляет 0,93 м/с, а нагрузка на руку стригаль не должна превышать 30,6 Н. Увеличение нагрузки на руку стригаль более чем 30,6 Н вызывает снижение скорости подачи, и соответственно, уменьшение производительности.

В мировой практике стрижки овец выделяют два наиболее удачных технических решения: обратное поступательный режущий аппарат и ротационный. Анализ каждого из вариантов показал, что в возвратно-поступательном режущем аппарате при несоблюдении технологических параметров резко снижается качество работы (увеличивается содержание сечки) и растет потребляемая мощность.

Сечка или перестриг нежелательны в процессе стрижки, их суммарное содержание в руне не должно превышать 1%. Если последний зависит от квалификации стригаль, то первая преимущественно от совокупности геометрических, конструктивных и технологических параметров режущего аппарата и стригальной машинки.

Стрижка шерсти с вращающимся характером движения ножа предусматривает, что при повторном проходе по уже остриженной поверхности, шерсть только расчесывается, в следствии невыполнения условий защемления материала. Ротационное движение ножа позволяет избавиться от повторного срезания шерсти (образование сечки) и приводит к уменьшению энергоемкости процесса в пределах 20%.

Нами был разработан стенд, который имеет возможность определить силу сопротивления перемещения стригальной машинки в шерстяном слое и потребляемую мощность привода машинки, которая используется при стрижке, путем изменения скорости движения стригальной машинки.

Сравнивая МСУ-200 и ротационную стригальную машинку, можно отметить, что потребляемая мощность разработанной машинки, по сравнению с базовой, уменьшилась в 2,2–2,3 раза. Сила сопротивления перемещения уменьшилась в 1,2–1,4 раза, а также уменьшилось количество сечки в 3,2–3,5 раз.

Ключевые слова: стрижка овец, шерсть, стригальной машинка, повторный срез, образования сечки.

RESEARCH OF A ROTARY CUTTING MACHINE

V. S. Khmelovskiy, K. D. Veselivskiy

Abstract. Shearing efficiency is highly dependent on the performance of the shearers. Due to the mechanical energy of the machine, only the cutting of woolen fibers occurs, and its movement on the surface of the animal's body is carried out by a person – the shearer. A highly skilled shearer when shearing fine-wooled sheep with a

wide-grip comb ($b = 76.8$ mm) uses about 90% of its width, low and medium 50–75%.

The most professional shears usually work with narrow gripping combs ($b = 57.6$ mm), because narrow gripping combs provide less resistance on the shear's hand when clipping and make it possible to move the machine at a higher speed than wide-gripping combs. So, the shear's performance depends on the following factors: traction force – P , movement speed – V , operating time (duration of the working process) – t . Theoretical calculations showed that with the maximum shear force, the optimal feed rate is 0.93 m/s, and the load on the shear arm should not exceed 30.6 N. An increase in the shear arm load of more than 30.6 N causes a decrease in the feed rate, and, accordingly, a decrease in productivity. In the world practice of shearing sheep, there are two most successful technical solutions: a reverse translational shearing device and a rotary one. The analysis of each of the options showed that in the reciprocating cutting device, if the technological parameters are not observed, the quality of work sharply decreases (the content of the cut increases) and the power consumption increases.

Cutting or re-trimming is undesirable during the cutting process, their total content in the fleece should not exceed 1%. If the latter depends on the qualifications of the shearer, then the first depends mainly on the combination of geometric, design and technological parameters of the cutting apparatus and the shearing machine.

Shearing of wool with a rotating character of the knife movement provides that when passing over an already trimmed surface, the wool is only combed due to failure to meet the conditions for pinching the material. The rotary movement of the knife allows you to get rid of repeated cutting of the wool (chapping) and leads to a decrease in the energy intensity of the process within 20%.

We have developed a stand that has the ability to determine the force of resistance to the movement of the clipper in the woolen layer and the power consumption of the drive of the clipper, which is used for clipping, by changing the speed of the clipper.

Comparing the MSU-200 and the rotary shearing machine, it can be noted that the power consumption of the developed machine, in comparison with the base one, has decreased by 2.2–2.3 times. The force of resistance to movement has decreased by 1.2–1.4 times, and the amount of cut has also decreased by 3.2–3.5 times.

Key words: sheep shearing, wool, shearing machine, re-cutting, chaffing.

В. С. Хмельовський ORCID 0000-0002-6018-8821.

К. Д. Веселівський ORCID 0000-0002-4168-976X.

УДК 631.512

ЗАЛЕЖНІСТЬ ТЕХНІКО-ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ ОРНОГО АГРЕГАТУ ВІД ТВЕРДОСТІ ҐРУНТУ, ГЛИБИНИ ОБРОБІТКУ, ДОВЖИНИ ГОНУ ТА РОБОЧОЇ ШВИДКОСТІ

В. М. Зубко

Сумський національний аграрний університет, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція автора: zubkovladislav@ukr.net.

Історія статті: отримано – червень 2020, акцептовано – жовтень 2020.

Бібл. 21, рис. 1, табл. 6.

Анотація. Розглянуто підходи до обґрунтування оптимального машинного агрегату для виконання оранки на основі аналізу техніко-технологічно-економічних показників, де враховано взаємозв'язки між твердістю ґрунту, робочою швидкістю, довжиною гону та глибиною проведення обробітку. Обґрунтування проводиться на підставі аналізу даних по продуктивності, затратам праці, витратам палива, прямим експлуатаційним затратам та показника коефіцієнта якості. Відповідні результати отримані на підставі проведених розрахунків з урахуванням технічних параметрів машин та умов проведення механізованої технологічної операції, які характерні для умов Сумської області.

Отримані дані дозволяють виробникам сільськогосподарської продукції визначитись з оптимальними параметрами та режимами роботи проведення оранки для конкретного поля. Також доведено вплив параметрів та режимів роботи на якість виконання оранки.

Розроблений метод дозволяє проаналізувати ефективність використання будь-якого машинного агрегату відповідно до умов.

Ключові слова: сільськогосподарська культура, умови вирощування, машинний агрегат, показники якості.

Постановка проблеми

Ефективність використання сільгосптехніки полягає у забезпеченні якості виконання технологічних операцій (потреб рослин) при дотриманні оптимальних техніко-економічних показників. Розроблені ДБН В.2.8-12-2000 та науково-методичні та науково-практичні збірники норм НДІ «Укراгропромпродуктивність» на сьогоднішній момент втрачають свою ефективність. Це пов'язано з тим, що інтенсивно змінюється парк машин, умови вирощування агрокультур (механіко-технологічні властивості ґрунту, його фізичний склад, температурний режим та вологість і ін.), змінюються зони. Для кожного мікрорегіону існують свої, оптимальні для нього, техніко-технологічні параметри

виконання технологічної операції. Але при цьому важливим є взаємозв'язок зміни режимів роботи машини, робочих налаштувань агрегату та вплив цих змін на якість.

Нами був проведений обчислювальний експеримент з використанням розробленого методу визначення техніко-експлуатаційних показників роботи машинних агрегатів [12].

Аналіз останніх досліджень

Проблемами дослідження роботи машинними агрегатами на різних технологічних операціях та у різних природно-кліматичних умовах займалися такі вчені, як Медведєв В.В. [1, 2, 3], Понов І.М. [4], Пронін А.Ф. [5], Киртбая Ю.К. [9, 10], Фінн Е.А [11], Мельник І.І. [6], Пастухов В.І. [8], Козаченко О.В. [7].

Дослідженнями виявлено, що роботи, присвячені ефективності проведення механізованих технологічних операцій, не містять інформації про вплив якості виконання механізованих технологічних операцій на врожайність [13, 14, 15, 19, 20, 21].

Результати досліджень

На основі теоретичних викладок та отриманих емпіричних залежностей, відповідно до сучасної аграрної техніки та умов її роботи, розроблена математична модель та комп'ютерна програма розрахунку якісних та техніко-економічних показників роботи машинних агрегатів, яка передбачає дослідження різних параметрів на різних режимах, при різних умовах роботи машинних агрегатів при виробництві аграрної продукції.

Обрання машинних агрегатів для теоретичних досліджень обумовлено розповсюдженням таких та подібних агрегатів для проведення оранки у регіоні. Водночас, з представленими машинними агрегатами нами проводились багаторічні дослідження. Ми досліджували різні машинні агрегати, при цьому представлені вище агрегати мають найвищий показник якості виконання механізованої технологічної

операції. Для проведення розрахунку показників ефективності використання машинного агрегату готується база даних відповідного агрегату, яка складається з параметрів енергетичного засобу (таблиця 1) та параметрів агромашини (таблиця 2); для

достовірної інформації розрахунку (відповідності теоретичних розрахунків і параметрів реальної роботи машинного агрегату при виконанні механізованої технологічної операції) задаються умови роботи агрегату (таблиці 3).

Таблиця 1. Енергетичні засоби.

Table 1. Tractors.

Марка енергетичного засобу	Потужність двигуна, кВт	Експлуатаційна маса, т	Балансова вартість, у.о.	Коефіцієнт надійності	Коефіцієнт забезпечення агровиног (потреб рослин)
John Deere 6095 B	70	4,60	40000	0,95	0,96
CASE 340	301	12,88	213000	0,93	0,95
CASE 500	410	19,88	386880	0,93	0,93

Таблиця 2. Агромашини.

Table 2. Agricultural machine.

Марка агромашини	Основний технологічний параметр	Максимальна швидкість, км/год	Маса, т	Балансова вартість, у.о.	Коефіцієнт надійності	Коефіцієнт забезпечення агровиног (потреб рослин)
EurOpal 5	1,05	12	0,71	19853	0,90	0,98
VarDiam 10	2,45	12	3,22	50714	0,90	0,97
Euro Titan 10 8	4,56	12	5,28	134019	0,9	0,95

Таблиця 3. Вхідні данні для проведення оранки.

Table 3. Input data for plowing process.

Назва показника	Розмірність
Фон поверхні ґрунту	3
Твердість ґрунту, кПа (кН/м ²)	25-95
Умови роботи машинного агрегату	3
Рельєф, %	3
Глибина обробітку ґрунту, см	25
Довжина гонів, м	400-1200
Спосіб руху агрегату	взгін
Віддаль від парку до поля, км	1

Після вибору машинного агрегату для проведення оранки та внесення його параметрів до розрахункової бази; визначення і фіксування умов та режимів його роботи, переходимо до дослідження зміни його основних техніко-технологічно-економічних показників (Продуктивності, Затрат праці, Витрати палива, Собівартості) та якісних показників виконання технологічної операції машинними агрегатами. Змінюючи режими роботи агрегатів та умови виконання механізованої технологічної операції, проводимо дослідження, отримуємо результати та аналізуємо їх. Слід чітко розуміти, що параметри (технічні характеристики) машинного агрегату, умови роботи, показники якості та режими тісно пов'язані між собою і залежать один від одного.

Дослідженнями встановлено, що найвищий показник якості виконання оранки мають машинні агрегати у складі: John Deere 6095B + EurOpal 5 LEMKEN (плуг 3 корпусу), CASE 340 + VarDiam 10 LEMKEN (плуг 7 корпусів) та CASE 500 + EuroTitan 10 8+3+1 L 100 LEMKEN (плуг 12 корпусів). Результати

зміни техніко-технологічно-економічних показників роботи орних агрегатів представлені у таблицях 4-6.

Залежність техніко-економічних показників від умов роботи:

- *продуктивність*

Досліджуючи зміну продуктивності орного агрегату John Deere 6095B + EurOpal 5 LEMKEN, у залежності від умов виконання оранки встановлено, що при підвищенні твердості ґрунту від 35 до 75 кПа продуктивність знижується в межах 6,9%, при збільшенні глибини обробітку від 22 до 28 см продуктивність падає на 2,8%, при зростанні довжини гону поля від 600 до 1000 м продуктивність зростає на 1,4%. Водночас, найбільший вплив на продуктивність при оранці має робоча швидкість: при зміні швидкості від 6 до 10 км/год. продуктивність зросла на 65,1%.

Досліджуючи зміну продуктивності машинного агрегату з плугом CASE 340 + VarDiam 10 LEMKEN, у залежності від умов виконання оранки встановлено, що при підвищенні твердості ґрунту від 35 до 75 кПа продуктивність знижується в межах 4,2%, при

збільшенні глибини обробітку від 22 до 28 см продуктивність падає на 1,8%, при зростанні довжини гону поля від 600 до 1000 м продуктивність зростає на 2,5%. При цьому, найбільший вплив на продуктивність при оранці має робоча швидкість: при зміні швидкості від 6 до 10 км/год. продуктивність зросла на 65,3%.

Таблиця 4. Зміна техніко-економічних показників роботи машинного агрегату у складі John Deere 6095B + EurOpal 5 LEMKEN.

Table 4. Changing technical and economic parameters of John Deere 6095B + EurOpal 5 LEMKEN.

Варіанти	Твердість ґрунту, кПА	Глибина обробітку, см	Довжина гонів, м	V, км/год.	W, га/год.	Затрати праці, люд-год./га	Витрата палива, кг /га	ПЕЗ, грн./га	Коефі-цієнт якості
Різна твердість	35	25	800	8	0,73	4,12	15,75	2181,70	0,84
	55	25	800	8	0,71	4,24	20,37	2473,72	0,81
	75	25	800	8	0,68	4,44	25,41	2856,97	0,76
Різна глибина	55	22	800	8	0,72	4,19	18,71	2361,45	0,80
	55	25	800	8	0,71	4,24	20,37	2473,72	0,81
	55	28	800	8	0,70	4,31	22,12	2604,37	0,80
Різна довжина	55	25	600	8	0,70	4,26	20,49	2494,69	0,80
	55	25	800	8	0,71	4,24	20,37	2473,72	0,81
	55	25	1000	8	0,71	4,22	20,30	2461,72	0,82
Різна швидкість	55	25	800	6	0,43	6,98	21,82	4189,40	0,78
	55	25	800	8	0,57	5,25	20,42	3067,84	0,81
	55	25	800	10	0,71	4,24	20,37	2473,72	0,81

Таблиця 5. Зміна техніко-економічних показників роботи CASE 340 + VarDiam 10 LEMKEN.

Table 5. Changing technical and economic parameters of CASE 340 + VarDiam 10 LEMKEN.

Варіанти	Твердість ґрунту, кПА	Глибина обробітку, см	Довжина гонів, м	V, км/год.	W, га/год.	Затрати праці, люд-год./га	Витрата палива, кг /га	ПЕЗ, грн./га	Коефі-цієнт якості
Різна твердість	35	25	800	8	1,66	1,81	21,85	1992,07	0,85
	55	25	800	8	1,62	1,85	26,98	2142,85	0,82
	75	25	800	8	1,59	1,89	32,29	2312,04	0,79
Різна глибина	55	22	800	8	1,64	1,83	25,13	2085,67	0,81
	55	25	800	8	1,62	1,85	26,98	2142,85	0,82
	55	28	800	8	1,61	1,86	28,88	2204,85	0,81
Різна довжина	55	25	600	8	1,60	1,88	27,40	2185,99	0,81
	55	25	800	8	1,62	1,85	26,98	2142,85	0,82
	55	25	1000	8	1,64	1,83	26,74	2118,76	0,83
Різна швидкість	55	25	800	6	0,98	3,05	31,10	3689,85	0,79
	55	25	800	8	1,31	2,29	27,98	2690,51	0,82
	55	25	800	10	1,62	1,85	26,98	2142,85	0,82

Таблиця 6. Зміна техніко-економічних показників роботи CASE 500 + Euro Titan 10 8+3+1 L 100 LEMKE.

Table 6. Changing technical and economic parameters of CASE 500 + Euro Titan 10 8+3+1 L 100 LEMKE.

Варіанти	Твердість ґрунту, кПА	Глибина обробітку, см	Довжина гонів, м	V, км/год.	W, га/год.	Затрати праці, люд-год./га	Витрата палива, кг /га	ПЕЗ, грн./га	Коефі-цієнт якості
Різна твердість	35	25	800	8	2,37	1,27	20,46	2611,70	0,84
	55	25	800	8	2,31	1,30	25,51	2750,26	0,81
	75	25	800	8	2,24	1,34	30,98	2931,11	0,77
Різна глибина	55	22	800	8	2,34	1,28	23,68	2694,93	0,80
	55	25	800	8	2,31	1,30	25,51	2750,26	0,81
	55	28	800	8	2,29	1,31	27,45	2815,36	0,80
Різна довжина	55	25	600	8	2,24	1,34	26,31	2849,66	0,80
	55	25	800	8	2,31	1,30	25,51	2750,26	0,81
	55	25	1000	8	2,35	1,27	25,07	2696,75	0,82
Різна швидкість	55	25	800	6	1,74	1,72	27,83	3699,31	0,78
	55	25	800	8	2,31	1,30	25,51	2750,26	0,81
	55	25	800	10	2,87	1,05	25,05	2215,08	0,81

Досліджуючи зміну продуктивності машинного агрегату з середньою плугом CASE 500 + Euro Titan 10 8+3+1 L 100 LEMKE N, у залежності від умов виконання оранки встановлено, що при підвищенні твердості ґрунту від 35 до 75 кПа продуктивність знижується в межах 5,5%, при збільшенні глибини обробітку від 22 до 28 см продуктивність падає на 2,1%, при зростанні довжини гону поля від 600 до 1000 м продуктивність зростає на 4,9%. Отже, найбільший вплив на продуктивність при оранці має робоча швидкість: при зміні швидкості від 6 до 10 км/год. продуктивність зросла на 64,9%.

- затрати праці

Досліджуючи зміну затрат праці машинного агрегату з плугом John Deere 6095B + EurOpal 5 LEMKEN, у залежності від умов виконання оранки встановлено, що при підвищенні твердості ґрунту від 35 до 75 кПа затрати праці збільшуються в межах 7,8%, при збільшенні глибини обробітку від 22 до 28 см затрати праці зростають на 2,8%, при зростанні довжини гону поля від 600 до 1000 м затрати праці зменшуються на 0,9%. Водночас, найбільший вплив на затрати праці при оранці має робоча швидкість: при зміні швидкості від 6 до 10 км/год. затрати праці зменшуються на 39,2%.

Досліджуючи зміну затрат праці машинного агрегату з плугом CASE 340 + VarDiam 10 LEMKEN, у залежності від умов виконання оранки встановлено, що при підвищенні твердості ґрунту від 35 до 75 кПа затрати праці збільшились на 4,4%, при збільшенні глибини обробітку від 22 до 28 см затрати праці зросли на 1,6%, при зростанні довжини гону поля від 600 до 1000 м затрати праці зменшуються на 2,7%. При цьому, найбільший вплив на затрати праці при оранці має робоча швидкість: при зміні швидкості від 6 до 10 км/год. затрати праці зменшуються на 39,4%.

Досліджуючи зміну затрат праці машинного агрегату з плугом CASE 500 + Euro Titan 10 8+3+1 L 100 LEMKE, у залежності від умов виконання оранки встановлено, що при підвищенні твердості ґрунту від 35 до 75 кПа затрати праці збільшуються в межах 5,5%, при збільшенні глибини обробітку від 22 до 28 см затрати праці зростають на 2,3% при зростанні довжини гону поля від 600 до 1000 м затрати праці зменшуються на 5,2%. Отже, найбільший вплив на затрати праці при оранці має робоча швидкість: при зміні швидкості від 6 до 10 км/год. затрати праці зменшуються на 38,9%.

- витрати палива

Досліджуючи зміну витрати палива машинного агрегату з плугом John Deere 6095B + EurOpal 5 LEMKEN, у залежності від умов виконання оранки встановлено, що при зростанні довжини гону поля від 600 до 1000 м витрати палива зменшується на 0,95%, при зміні швидкості від 6 до 10 км/год. витрати палива зменшилась на 6,7%. Водночас, найбільший вплив на витрати палива при оранці має зміна твердості та глибина обробітку. Так при підвищенні твердості ґрунту від 35 до 75 кПа витрати палива зростають на 61,3%, при збільшенні глибини обробітку від 22 до 28 см витрати палива підвищуються на 18,2%.

Досліджуючи зміну витрати палива машинного

агрегату з плугом CASE 340 + VarDiam 10 LEMKEN, у залежності від умов виконання оранки встановлено, що при зростанні довжини гону поля від 600 до 1000 м витрати палива зменшується на 2,4%, при зміні швидкості від 6 до 10 км/год. витрати палива зменшилась на 13,3%. При цьому, найбільший вплив на витрати палива при оранці має зміна твердості та глибина обробітку. Так при підвищенні твердості ґрунту від 35 до 75 кПа витрати палива зростають на 47,7%, при збільшенні глибини обробітку від 22 до 28 см витрати палива підвищуються на 14,9%.

Досліджуючи зміну витрати палива машинного агрегату з плугом CASE 500 + Euro Titan 10 8+3+1 L 100 LEMKE, у залежності від умов виконання оранки встановлено, що при зростанні довжини гону поля від 600 до 1000 м витрати палива зменшується на 0,9%, при збільшенні глибини обробітку від 22 до 28 см витрати палива підвищуються на 4,7%. Отже, найбільший вплив на витрати палива при оранці має зміна твердості та швидкість. Так при підвищенні твердості ґрунту від 35 до 75 кПа витрати палива зростають на 51,4%, при зміні швидкості від 6 до 10 км/год. витрати палива зменшилась на 10%.

- вартість роботи машинного агрегату

Досліджуючи зміну собівартості орного агрегату John Deere 6095B + EurOpal 5 LEMKEN, у залежності від умов виконання оранки встановлено, що при підвищенні твердості ґрунту від 35 до 75 кПа собівартість збільшується в межах 31%, при збільшенні глибини обробітку від 22 до 28 см собівартість зростає на 10,2%, при зростанні довжини гону поля від 600 до 1000 м собівартість зменшується на 1,3%. Водночас, найбільший вплив на затрати праці при оранці має робоча швидкість: при зміні швидкості від 6 до 10 км/год. затрати праці зменшуються на 40,9%.

Досліджуючи зміну собівартості машинного агрегату з середнім плугом CASE 340 + VarDiam 10 LEMKEN, у залежності від умов виконання оранки встановлено, що при підвищенні твердості ґрунту від 35 до 75 кПа собівартість збільшується в межах 16%, при збільшенні глибини обробітку від 22 до 28 см собівартість зростає на 5,7%, при зростанні довжини гону поля від 600 до 1000 м собівартість зменшується на 3,1%. При цьому, найбільший вплив на затрати праці при оранці має робоча швидкість: при зміні швидкості від 6 до 10 км/год. затрати праці зменшуються на 41,9%.

Досліджуючи зміну собівартості машинного агрегату з плугом CASE 500 + Euro Titan 10 8+3+1 L 100 LEMKE, у залежності від умов виконання оранки встановлено, що при підвищенні твердості ґрунту від 35 до 75 кПа собівартість збільшується в межах 12,2%, при збільшенні глибини обробітку від 22 до 28 см собівартість зростає на 4,5%, при зростанні довжини гону поля від 600 до 1000 м собівартість зменшується на 5,4%. Отже, найбільший вплив на затрати праці при оранці має робоча швидкість: при зміні швидкості від 6 до 10 км/год. затрати праці зменшуються на 40,1%.

- коефіцієнт якості

Досліджуючи зміну коефіцієнта якості машинного агрегату John Deere 6095B + EurOpal 5

LEMKEN, у залежності від умов виконання оранки встановлено, що при зміні швидкості від 6 до 10 км/год. коефіцієнт якості знижується на 3,9%, при збільшенні глибини обробітку від 22 до 28 см коефіцієнт якості не змінюється, при зростанні довжини гону поля від 600 до 1000 м коефіцієнт якості зростає на 2,5%. Водночас, найбільший вплив на коефіцієнт якості твердість ґрунту: при підвищенні твердості ґрунту від 35 до 75 кПа коефіцієнт якості знижується в межах 9,5%.

Досліджуючи зміну коефіцієнта машинного агрегату з середнім плугом CASE 340 + VarDiam 10 LEMKEN, у залежності від умов виконання оранки встановлено, що при зміні швидкості від 6 до 10 км/год. коефіцієнт якості знижується на 3,8%, при збільшенні глибини обробітку від 22 до 28 см коефіцієнт якості не змінюється, при зростанні довжини гону поля від 600 до 1000 м коефіцієнт якості зростає на 2,5%. При цьому, найбільший вплив на коефіцієнт якості має твердість ґрунту: при підвищенні твердості ґрунту від 35 до 75 кПа коефіцієнт якості

знижується в межах 7%.

Досліджуючи зміну коефіцієнта машинного агрегату з середнім плугом CASE 500 + Euro Titan 10 8+3+1 L 100 LEMKE, у залежності від умов виконання оранки встановлено, що при зміні швидкості від 6 до 10 км/год. коефіцієнт якості знижується на 3,9%, при збільшенні глибини обробітку від 22 до 28 см коефіцієнт якості не змінюється, при зростанні довжини гону поля від 600 до 1000 м коефіцієнт якості зростає на 2,5%. Отже, найбільший вплив на коефіцієнт якості при оранці має твердість ґрунту: при підвищенні твердості ґрунту від 35 до 75 кПа коефіцієнт якості знижується в межах 8,3%.

Поверхні відгуку вивчали за допомогою графіків поверхонь з використанням програми Statistika Version 10.

Поверхні відгуку, що характеризують залежність глибини обробітку ґрунту, собівартості та якості виконання технологічної операції представлено на рисунку 1.

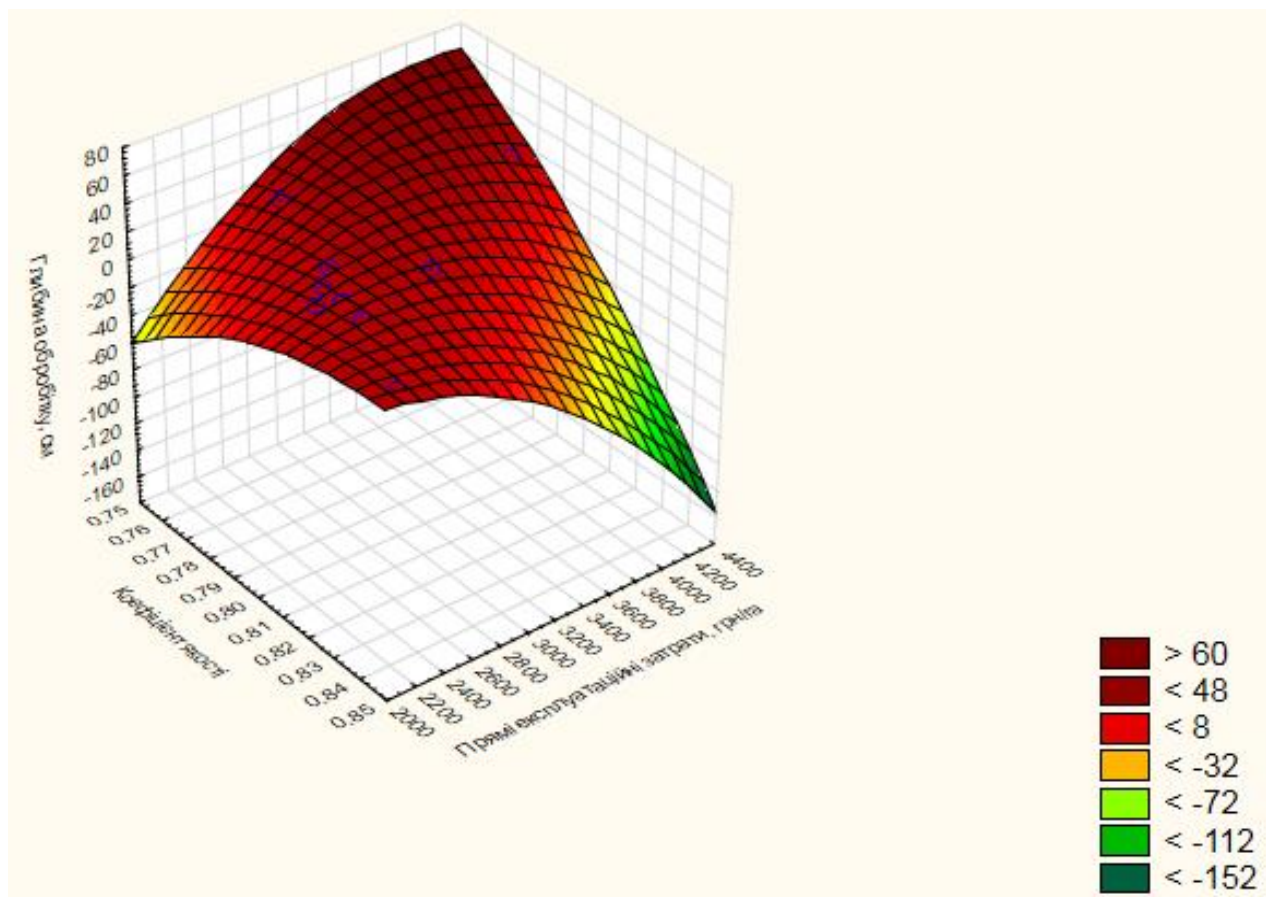


Рис. 1. Графік залежності глибини обробітку ґрунту, собівартості та якості виконання технологічної операції.

Fig. 1. Graph of the dependence of tillage depth, cost and quality of technological operation.

Висновки

1. Проведеним дослідженням доведено, що при плануванні проведення оранки необхідно враховувати твердість ґрунту, так як її вплив на якість доволі високий. При зміні твердості ґрунту від 35 кПа до 75 кПа, показник якості знижується на 7-9%.

2. На підставі проведеного аналізу можна зробити

висновок, що найбільший вплив на собівартість проведення оранки має швидкість її виконання. Так, змінюючи швидкість всього на 2 км/год., маємо зниження собівартості в середньому на 25-28%.

3. Встановлено, що на продуктивність орного агрегату істотний вплив має робоча швидкість. Так, змінюючи швидкість всього на 2 км/год., маємо збільшення продуктивності в середньому на 27-30%.

При цьому продуктивність агрегатів з більшою шириною захвату буде мати нижчу продуктивність на 3-5% за рахунок збільшених поворотних смуг.

Список літератури

1. *Медведев В. В., Лактионова Т. Н.* Гранулометрический состав почв Украины (генетический, экологический и агрономический аспекты). Харьков. Апостроф. 2011. 292 с.
2. *Медведев В. В.* Структура почвы (методы, генезис, классификация, эволюция, география, мониторинг, охрана). Харьков. 13 типография. 2008. 406 с.
3. *Медведев В. В., Лактионова Т. Н.* Почвенно-технологическое районирование пахотных земель Украины. Харьков. 13 типография. 2007. 395 с.
4. *Панов И. М., Ветохин В. И.* Физические основы механики почв. Киев. Феникс. 2008. 266 с.
5. *Пронин А. Ф.* Удельное сопротивление плугов и научные основы, определяющие структуру парка почвообрабатывающих машин: Автореферат дис. д-ра. техн. наук. Москва. 1968. 36 с.
6. *Мельник І. І., Тивоненко І. Г., Фришев С. Г.* Інженерний менеджмент. Вінниця. Нова книга. 2007. 536 с.
7. *Козаченко О. В.* Ресурсозбереження в сільськогосподарських агрегатах при виконанні технологічних операцій у рослинництві: Автореф. дис. докт. техн. наук. Харків. 2006. 40 с.
8. *Пастухов В. І.* Обґрунтування оптимальних комплексів машинних агрегатів для механізації польових робіт: Дисертація на здобуття наукового ступеня докт. техн. наук. Харків. 2006. 419 с.
9. *Киртбая Ю. К.* Поліпшення використання МТП в колгоспах і радгоспах. Збірник статей Укр. акад. с.-г. наук. 1960. С. 15-35.
10. *Киртбая Ю. К.* Резервы в использовании машинно-тракторного парка. Москва. Колос. 1982. 319 с.
11. *Финн Э. А.* Оптимизация эксплуатационных систем с.х. техники: Автореф. дис. докт. техн. наук. Новосибирск. 1989. 40с.
12. *Мельник І. І., Зубко В. М., Хворост Т. В.* Інформаційна технологія оцінки роботи машинних агрегатів. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. 2015. Вип. 156. С. 222-230.
13. *Орманджи К. С.* Контроль качества полевых работ. Справочник. Москва. Росагропромиздат. 1991. 191 с.
14. *Орманджи К. С.* Оценка качества механизированных работ в полеводстве. Москва. Россельхозиздат. 1976. 110 с.
15. *Саакян Д. Н.* Система показателей комплексной оценки мобильных машин. Москва. ВО Агропромиздат. 1988. 267 с.
16. *Rogovskii I., Titova L., Trokhaniak V., Trokhaniak O., Stepanenko S.* Experimental study in a pneumatic microbioculture separator with apparatus camera. Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Series II: Forestry, Wood Industry, Agricultural Food

Engineering, 2019. Vol. 12 (1). P. 117-128.

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

18. *Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Rosamaha Yu. O., Blesnyuk O. V., Ohiienko A. V.* Engineering management of two-phase coulters systems of seeding machines for implementing precision farming technologies. Inmateh. Agricultural Engineering. 2019. Vol. 58. No 2. P. 137-147.

19. *Сайко В. Ф.* Довідник по визначенню якості польових робіт. Київ. Урожай. 1987. 120 с.

20. *Ковтун Ю. І., Мазоренко Д. І., Пастухов В. І.* Агрокваліметрія. Харків. РВП Оригінал. 2000. 312 с.

21. Правила производства механизированных работ под пропашные культуры. (Пособие для бригадиров и звеньевых). Москва. Россельхозиздат. 1986. 303 с.

References

1. *Medvedev V. V., Laktionova T. N.* (2011). Granulometric composition of soils of Ukraine (genetic, ecological and agronomic aspects). Apostrophe. Kharkiv, Ukraine. 292.
2. *Medvedev V. V.* (2008). Soil structure (methods, genesis, classification, evolution, geography, monitoring, conservation). "13 printing house". Kharkov, Ukraine. 406.
3. *Medvedev V. V., Laktionova T. N.* (2007). Soil-technological zoning of arable lands in Ukraine. "13 printing house". Kharkiv, Ukraine. 395.
4. *Panov I. M., Vetokhin V. I.* (2008). Physical foundations of soil mechanics. Phoenix. Kyiv, Ukraine. 266.
5. *Pronin A. F.* (1968). Plow resistivity and scientific foundations that determine the structure of the fleet of tillage machines. Abstract dis. dr. tech. sciences. Moscow. USSR. 36.
6. *Melnik I. I., Tyvonenko I. G., Frishev S. G.* (2007). Engineering management. New book. Vinnytsia, Ukraine. 536.
7. *Kozachenko O. V.* (2006). Resource saving in agricultural units when performing technological operations in crop production: Abstract. dis. dr. tech. science. Kharkiv, Ukraine. 40.
8. *Pastukhov V. I.* (2006). Substantiation of optimum complexes of machine units for mechanization of field works: The dis. dr. tech. science. Kharkiv, Ukraine. 419 p.
9. *Kirtbay Y.* (1960). Improving the use of ICC in collective and state farms. Digest of articles Ukr. acad. s.-g. science. 15-35.
10. *Kirtbaya Yu.* (1982). Reserves in the use of the machine and tractor fleet. Ear. Moscow, USSR. 319.
11. *Finn E. A.* (1989). Optimization of operational systems of agricultural techniques: Author. dis ... dr. tech. Sciences. Novosibirsk. USSR. 40.
12. *Melnyk I., Zubko V., Hovorost T.* (2015). Information technology for evaluating the operation of machine units. Bulletin Petro Vasylenko Kharkiv National

Technical University of Agriculture. 156. 222-230.

13. *Ormanji K.* (1991). Quality control of field work. Rosagropromizdat. Moscow, Russia. 191.

14. *Ormanji K.* (1976). Assessment of the quality of mechanized work in field cultivation. Rosselkhozizdat. Moscow, USSR. 110.

15. *Sahakyan D.* (1988). The system of indicators for the comprehensive assessment of mobile machines. Agropromizdat. Moscow, USSR. 267.

16. *Rogovskii I., Titova L., Trokhaniak V., Trokhaniak O., Stepanenko S.* (2019). Experimental study in a pneumatic microbioculture separator with apparatus camera. Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Series II: Forestry, Wood Industry, Agricultural Food Engineering. 12(1). 117-128.

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

18. *Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Rosamaha Yu. O., Blesnyuk O. V., Ohienko A. V.* (2019). Engineering management of two-phase coulter systems of seeding machines for implementing precision farming technologies. Inmateh. Agricultural Engineering. 58(2). 137-147.

19. *Saiko V.* (1987). Handbook for determining the quality of field work. Harvest. Kyiv, USSR. 120.

20. *Kovtun Yu., Mazorenko D., Pastukhov V.* (2000). Agroqualimetry. Original. Kharkiv, Ukraine. 312.

21. *Ormanji K.* (1986). Rules for the production of mechanized work for row crops. Rosselkhozizdat. Moscow, USSR. 303.

ЗАВИСИМОСТЬ ТЕХНИКО-ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПАХОТНОГО АГРЕГАТА ОТ ТВЕРДОСТИ ПОЧВЫ, ГЛУБИНЫ ОБРАБОТКИ, ДЛИНЫ ГОНА И РАБОЧЕЙ СКОРОСТИ

В. Н. Зубко

Аннотация. Рассмотрены подходы к обоснованию оптимального машинного агрегата для выполнения пахоты на основе анализа технико-технологическо-экономических показателей, где учтены взаимосвязи между твердостью почвы, рабочей скоростью, длиной гона и глубиной проведения обработки. Обоснование проводится на основании анализа данных по производительности, затратам труда, расходам топлива, прямым эксплуатационным затратам и показателя качества. Соответствующие результаты получены на основании проведенных расчетов с учетом технических параметров машин и условий проведения механизированной технологической операции, которые характерны для условий Сумской области.

Полученные данные позволяют производителям сельскохозяйственной продукции определиться с оптимальными параметрами и режимами работы проведения вспашки для конкретного поля. Также доказано влияние параметров и режимов работы на качество выполнения пахоты.

Разработанный метод позволяет проанализировать эффективность использования любого машинного агрегата в соответствии с условиями.

Ключевые слова: сельскохозяйственная культура, условия выращивания, машинный агрегат, показатели качества.

DEPENDENCE OF TECHNICAL AND OPERATING INDICATORS OF THE PLANTING UNIT ON SOIL HARDNESS, TILLING DEPTH, RUN LENGTH AND OPERATING SPEED

V. M. Zubko

Abstract. Approaches to substantiating the optimal machine unit for plowing based on the analysis of technical, technological and economic indicators, which take into account the relationship between soil hardness, working speed, rut length and depth of processing, are considered. Justification is based on analysis of data on productivity, labor costs, fuel consumption, direct operating costs and quality index. The corresponding results were obtained on the basis of the calculations, taking into account the technical parameters of the machines and the conditions for carrying out a mechanized technological operation, which are typical for the conditions of the Sumy region.

The obtained data allow producers of agricultural products to determine the optimal parameters and operating modes for plowing for a particular field. The influence of parameters and operating modes on the quality of plowing is also proven.

The developed method allows you to analyze the efficiency of using any machine unit in accordance with the conditions.

Key words: agricultural crop, growing conditions, machine unit, quality indicators.

В. М. Зубко ORCID 0000-0002-2426-2772.

Зміст

1. Аналіз експериментальних досліджень оптимального керування рухом механізму переміщення візка баштового крана <i>В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич, О. В. Стехно</i>	5-12
2. Моделювання формування структури в конструкційних сталях <i>Є. Г. Афтандіяни</i>	13-22
3. Моделювання центроїд некруглих коліс із внутрішнім і зовнішнім коченням із дуг симетричних кривих <i>Т. А. Кресан, С. Ф. Пилипака, І. Ю. Грищенко, Я. С. Кремець</i>	23-32
4. Дослідження мобільного комбінованого кормоприготувального агрегату <i>В. С. Хмельовський</i>	33-39
5. Вплив безвідмовності дозуючого елемента з комірками направленої дії пневмомеханічного висівного апарата на ймовірність точності висіву технічних культур <i>П. С. Попик</i>	41-47
6. Ділова гра як спосіб підвищення ефективності навчального процесу при вивченні теми надання домедичної допомоги потерпілим у разі нещасних випадків <i>С. М. Голопура, П. О. Чмара</i>	49-56
7. Метод оцінки конкурентоспроможності автотранспортних перевезень на основі багатовимірної векторної моделі показників якості транспортного обслуговування <i>О. М. Загурський</i>	57-63
8. Вплив конструктивних і технологічних параметрів розроблених варіантів борони з гвинтовими робочими органами на ефективність заробляння рослинних решток <i>М. Б. Клендій, М. І. Клендій, Р. В. Шатров</i>	65-71
9. Підходи до оптимізації функціонування транспортних систем міст за екологічними критеріями <i>О. М. Загурський, А. М. Огієнко</i>	73-79
10. Дослідження шарнірного з'єднання гвинтового секційного робочого органу <i>І. І. Чвартацький, А. В. Грабар, Р. В. Шатров</i>	81-87
11. Дискретна модель динаміки руху ланцюгового конвеєра <i>М. М. Коробко</i>	89-94
12. Покращення продуктивності бункера протруювача насіння <i>О. М. Вечера</i>	95-99
13. Дослідження руху частинки по зовнішній поверхні циліндра під час його поступальних коливань в горизонтальних площинах <i>Т. М. Воліна, С. Ф. Пилипака</i>	101-105
14. Ефективність використання дигестату біогазових установок <i>В. М. Поліщук, Д. А. Дерев'янка, С. А. Шворов, Є. О. Дворник, Т. С. Давиденко</i>	107-115
15. Форми дистанційного викладання дисципліни «безпека праці та життєдіяльності» студентам спеціальності агроінженерія <i>Л. Е. Піскунова, Т. О. Зубок</i>	117-122
16. Оптимізація хімічного складу сталей для шестерень сільськогосподарського машинобудування <i>О. Є. Семеновський, Л. Л. Тітова</i>	123-129
17. Метод пошуку екстремуму багатомірних функцій при вирішенні інженерних задач машин для лісотехнічних робіт <i>Л. Л. Тітова, О. В. Надточій</i>	131-141

18. Аналіз ефективності процесу експлуатаційної і технологічної надійності сільськогосподарських машин <i>Р. Ф. Овчар</i>	143-152
19. Аналіз пуску шарнірно-зчленованої стрілової системи при оптимальному ривковому режимі руху <i>В. С. Ловейкін, Д. А. Паламарчук, Ю. О. Ромасевич</i>	153-160
20. Дослідження ротаційної стригальної машинки <i>В. С. Хмельовський, К. Д. Веселівський</i>	161-167
21. Залежність техніко-експлуатаційних показників орного агрегату від твердості ґрунту, глибини обробітку, довжини гону та робочої швидкості <i>В. М. Зубко</i>	169-175

Contents

1. Analysis of experimental studies of optimal control of tower crane trolley movement mechanism V. S. Loveikin, Yu. O. Romasevych, O. V. Stekhno.....	5-12
2. Modelling of structure forming in structural steels Ye. G. Aftandilants.....	13-22
3. Simulation of centroids of non-circular wheels with internal and external rolling from arcs of symmetrical curves T. A. Kresan, S. F. Pylypaka, I. Yu. Grischenko, Ya. S. Kremets	23-32
4. Research of mobile combined feed preparation unit V. S. Khmelovskyi.....	33-39
5. Influence of speed of dispenser movement of directed impact on accuracy of seeding of main technical crops P. S. Popyk.....	41-47
6. Business game as way to increase efficiency of educational process in study topics providing of first aid to victims in accidents S. M. Holopura, P. O. Chmara	49-56
7. Method of assessment of transportation competitiveness on the basis of a multiple vector model of transportation services quality indicators O. M. Zagurskiy.....	57-63
8. Research of influence of constructive and technological parameters of developed variants of screws with screw working bodies rabbit M. B. Klendii, M. I. Klendii, R. V. Shatrov	65-71
9. Approaches to optimization of functioning of cities by environmental criteria O. M. Zagurskiy, A. M. Ohienko	73-79
10. Research of hinged joint of screw sectional working body I. I. Chvartatskiy, A. V. Grabar, R. V. Shatrov	81-87
11. Discrete model of chain conveyor movement dynamics M. M. Korobko.....	89-94
12. Improvement of quality of work of seed treater bunker-dispenser O. M. Vechera.....	95-99
13. Research of particle movement on cylinder outer surface during its progressive oscillations in horizontal planes T. M. Volina, S. F. Pylypaka	101-105
14. Efficiency of digestat of biogas plants V. M. Polishchuk, D. A. Derevianko, S. A. Shvorov, Ye. O. Dvornik, T. S. Davydenko	107-115
15. Forms of distance education of discipline "Labor and Life Safety" for students of specialty Agroengineering L. E. Piskunova, T. O. Zubok	117-122
16. Optimization of chemical composition of steel for gearwheels of agricultural industry engineering O. Ye. Semenovskyi, L. L. Titova.....	123-129
17. Method for searching the extremum of multidimensional functions in solving engineering problems of machines for forestry works L. L. Titova, O. V. Nadtochiy	131-141

18. Analysis of effectiveness of process operational and technological reliability of agricultural mashines R. F. Ovchar.....	143-152
19. Analysis of starting in horse head system at the optimal jerking mode of movement V. S. Loveikin, D. A. Palamarchyk, Yu. O. Romasevych	153-160
20. Research of a rotary cutting machine V. S. Khmelovskyi, K. D. Veselivskyi	161-167
21. Dependence of technical and operating indicators of the planting unit on soil hardness, tilling depth, run length and operating speed V. M. Zubko.....	169-175

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 reproduction of figures and tables from unpublished or copyrighted materials.

Articles should be submitted electronically to the Editor and fulfill the following formal requirements:

- Clear and grammatically correct script in English,
- Format of popular Windows text editors (A4 size, 10 points Times New Roman font, single interline, left and right margin of 2.0 cm),
- Every page of the paper including the title page, text, references, tables and figures should be numbered,
- SI units should be used.

Please organize the script in the following order (without subtitles):

Title, Author(s) name (s), Affiliations, Full postal addresses, Corresponding author's e-mail

Abstract (up to 200 words), Keywords (up to 5 words), Introduction, Materials and Methods, Results, Discussion (a combined Results and Discussion section can also be appropriate), Conclusions (numbered), References, Tables, Figures and their captions.

Note that the following should be observed:

An informative and concise title; Abstract without any undefined abbreviations or unspecified references; No nomenclature (all explanations placed in the text);

References cited by the numbered system (max 5 items in one place); Tables and figures (without frames) placed out of the text (after References) and figures additionally prepared in the graphical file format jpg or cdr.

Make sure that the tables do not exceed the printed area of the page. Number them according to their sequence in the text. References to all the tables must be in the text.

Do not use vertical lines to separate columns. Capitalize the word 'table' when used with a number, e.g. (Table 1).

Number the figures according to their sequence in the text. Identify them at the bottom of line drawings by their number and the name of the author. Special attention should be paid to the lettering of figures – the size of lettering must be big enough to allow reduction (even 10 times). Begin the description of figures with a capital letter and observe the following order, e.g. Time(s), Moisture (% vol), (% m³m⁻³ or (% gg⁻¹), Thermal conductivity (W m⁻¹K⁻¹).

Type the captions to all figures on a separate sheet at the end of the manuscript.

Give all the explanations in the figure caption. Drawn text in the figures should be kept to a minimum. Capitalize and abbreviate 'figure' when it is used with a number, e.g. (Fig. 1).

Colour figures will not be printed.

Make sure that the reference list contains about 30 items. It should be numbered serially and arranged al-phabeticly 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

№ 4

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 28.10.2020
Формат 60×84/16
Наклад 100 прим.

Підписано до друку 28.10.2020
Папір офсетний.
Зам. № 0993 від 28.10.2020

Редакційно-видавничий відділ НУБіП України
03041, Київ, пров. Сільськогосподарський, 4.
т. 527-80-49