

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

DOI: 10.31548/machenergy.2020.01.204

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

№ 1

(January – March)

Kyiv – 2020

Editor-in-Chief

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

Vice-Editor

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

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

Assistants Editor

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

Editorial Board

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

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

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

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

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

Prof. Dainis Viesturs, Latvia University of Agriculture, Latvia

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

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

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

Prof. Henryk Sobczuk, Polish Academy of Sciences, Poland

Prof. Janusz Wojdalski, Warsaw University of Life, Poland

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

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

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

Prof. Ludvikas Spokas, Agrarian University in Kaunas, Lithuania

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

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

Prof. Vjacheslav Shebanin, Mykolayiv National Agrarian University, Ukraine

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

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

Prof. Tadeusz Złoto, Częstochowa University of Technology, Poland

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

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

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

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

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

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

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

Prof. Vyatcheslav Adamchuk, University McGill, Canada

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

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

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

All the scientific articles received positive evaluations by independent reviewers

Linguistic consultant: *Ivan Rogovskii*

Typeset: *Ivan Rogovskii*

Cover design: *Lyudmila 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)

DOI: 10.31548/machenergy.2020.01.204

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

№ 1

(січень – березень)

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. № 1. 204 с.

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

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

Рекомендовано до друку Вченою радою НУБіП України, протокол № 6 від 16 січня 2020 р.

Науковий журнал «Machinery & Energetics» 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

УДК 693.546

ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ РУХУ МЕХАНІЗМІВ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ ТА ПОВОРОТУ БАШТОВОГО КРАНА З БАЛОЧНОЮ СТІЛОЮ

В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич, А. В. Ловейкін, Д. І. Муштин

¹Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

²Київський національний університет імені Тараса Шевченка, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: lovvs@ukr.net.

Історія статті: отримано – жовтень 2019, акцептовано – січень 2020.

Бібл. 19, рис. 6, табл. 1.

Анотація. Робота присвячена дослідженням процесів, які виникають при сумісному русі механізмів зміни вильоту вантажу та повороту баштового крана з горизонтальною балочною стрілою. В статті наведена динамічна модель руху механізмів зміни вильоту та повороту баштового крана, на основі якої за допомогою рівняння Лагранжа другого роду складена система звичайних нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку. Розв'язок отриманих диференціальних рівнянь здійснено чисельним методом з використанням стандартних програм, результатом яких стали графічні залежності кінематичних характеристик і динамічних характеристик ланок приводних механізмів зміни вильоту та повороту крана, а також вантажу.

Аналіз отриманих графічних залежностей показав, що в процесі пуску механізмів зміни вильоту та повороту крана виникають коливання як в елементах приводу так і в несучій конструкції, які передаються на вантаж та призводять до його розгойдування. Розгойдування вантажу ускладнює роботу кранівника, зменшує продуктивність та точність позиціонування вантажу при роботі крана, а також знижує його надійність, що збільшує ймовірність виникнення аварійних ситуацій. Вирішення поставлених задач динамічного аналізу сумісного руху механізмів зміни вильоту та повороту крана в процесі пуску дозволяє встановити чинники, які впливають на коливання елементів приводів, конструкцій та вантажу. В результаті проведеного аналізу режимів пуску механізмів зміни вильоту та повороту крана встановлено, що вплив на коливання елементів крана має характер зміни рушійних моментів приводних механізмів, а також геометричні, кінематичні та інерційні характеристики ланок. Для суттєвого зменшення динамічних ланок в елементах приводних механізмів, конструкцій крана та вантажу, запропоновано провести оптимізацію перехідних режимів пуску та гальмування при сумісному русі механізмів зміни вильоту та повороті крана.

Така оптимізація дозволить збільшити продуктивність вантажних операцій та підвищити точність позиціонування вантажу в процесі його переміщення, а також підвищити продуктивність роботи крана та

зменшити можливість виникнення аварійних ситуацій.

Ключові слова: баштовий кран, динамічна модель, механізм зміни вильоту, механізм повороту, сумісний рух, динамічні навантаження, аналіз, математична модель.

Постановка проблеми

В умовах серійного розвитку житлового будівництва значного поширення набули баштові крани з горизонтальною балочною стрілою, які виконують різноманітні транспортні та монтажні операції. Переміщення вантажів цими кранами здійснюють за рахунок роботи механізмів підйому та зміни вильоту вантажу, а також повороту стріли.

Для збільшення продуктивності роботи баштових кранів, кранівники використовують поєднання роботи двох механізмів в різних комбінаціях: 1. підйом або опускання вантажу та зміна його вильоту; 2. підйом або опускання вантажу та поворот стріли; 3. зміна вильоту вантажу та поворот стріли.

Забезпечення високої продуктивності баштових кранів при поєднанні роботи різних механізмів приводить до підвищення коливань елементів приводів, конструкцій та вантажу закріпленому на гнучкому підвісі, що супроводжується значними динамічними навантаженнями, особливо під час проходження перехідних процесів (пуску/гальмування). Найбільш небезпечні динамічні навантаження виникають при сумісній операції зміни вильоту вантажу та повороті стріли. При цьому динамічні навантаження, що виникають, суттєво зменшують надійність конструкції та продуктивність крана, ресурсу механізму зміни вильоту та повороту стріли, а також піддають ризики роботі стропальників та кранівника за рахунок розгойдування вантажу та вимагаючи від кранівника постійно працювати в напруженому стані.

Отже задача дослідження динаміки руху механізмів зміни вильоту вантажу та повороту стріли баштового крана при їхньому сумісному русі є досить

актуальною, оскільки максимально наближена до реальних умов роботи крана.

Аналіз останніх досліджень

Питаннями зменшення розгойдування вантажу на гнучкому підвісі та зниженням динамічних навантажень у механізмах вантажопідйомних машин займалися багато дослідників [1–19].

В роботах [1–6, 11, 13, 16] досліджувалась динаміка руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу для різних типів кранів. При цьому використовувались різні методи визначення причин виникнення коливань вантажу на гнучкому підвісі.

Досліджувався також і механізм повороту крана, як його динаміка [1–5, 13, 16], так і конструкційні особливості [4, 5, 7–9, 17]. Кожним дослідником певного механізму було запропоновано свої методи покращення його роботи. Проте, слід зазначити, що детальний аналіз динаміки механізмів зміни вильоту та повороту баштового крана при їх сумісному русі, зокрема у перехідних режимах роботи, до цього часу не зроблено.

Тому це питання є актуальним та потребує більш глибокого вивчення.

Мета досліджень

Мета даної роботи полягає у визначенні динамічних характеристик механізмів зміни вильоту та повороту баштового крана з балочною стрілою при їхньому сумісному русі з урахуванням механічних характеристик приводних електродвигунів.

Результати досліджень

Стрілову систему баштового крана з балочною стрілою представляємо як механічну систему, що складається з абсолютно твердих тіл, окрім гнучкого підвісу вантажу, який здійснює коливання в площині зміни вильоту і при повороті стрілової системи. За узагальнені координати прийнятої динамічної моделі обрані лінійні координати центрів мас візка z та вантажу x в площині зміни вильоту, а також кутові координати повороту стріли φ та вантажу ψ в горизонтальній площині. При цьому вважаємо, що довжина гнучкого підвісу L є незмінною величиною в процесі руху механізмів, тобто $L = \text{const}$.

В площині зміни вильоту центри мас вантажу та візка відхиляється на відстань

$$AB = z - xQ, \quad (1)$$

а при повороті крана ще переміщуються в горизонтальній площині на відстань:

$$BC = x(\varphi - \psi)Q; \quad (2)$$

Тобто сумарне переміщення вантажу відносно візка при роботі механізмів зміни вильоту та повороту крана в горизонтальній площині визначається залежністю:

$$AC = u = [AB^2 + BC^2 - 2AB \cdot BC \cdot \cos(\angle ABC)]^{1/2}; \quad (3)$$

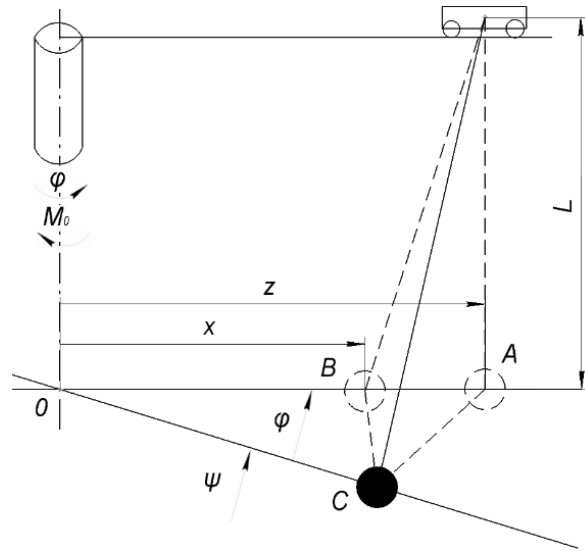


Рис.1. Динамічна модель руху механізмів зміни вильоту та повороту крана.

Fig. 1. Dynamic model of movement of mechanisms of change of departure and rotation of the crane.

Визначимо кут $\angle ABC$

$$\begin{aligned} \angle OBC = \angle OCB &= \frac{\pi - (\varphi - \psi)}{2} = \frac{\pi}{2} - \frac{(\varphi - \psi)}{2}; \\ \angle ABC &= \pi - \angle OBC = \pi - \left[\frac{\pi}{2} - \frac{(\varphi - \psi)}{2} \right] = \\ &= \frac{\pi}{2} + \frac{(\varphi - \psi)}{2} Q. \end{aligned} \quad (4)$$

Після підстановки виразів (1), (2) і (4) в залежності (3) будемо мати:

$$\begin{aligned} AC = u &= [(z - x)^2 + x^2(\varphi - \psi) - 2(z - x) \cdot \\ &\cdot x \cdot (\varphi - \psi) \cdot \cos(\frac{\pi}{2} + \frac{(\varphi - \psi)}{2})]^{1/2} = [(z - x)^2 + \\ &+ x^2(\varphi - \psi) - 2xz(\varphi - \psi) \cdot (\varphi - \psi) \cdot \\ &\cdot \sin(\frac{(\varphi - \psi)}{2})]^{1/2} Q. \end{aligned} \quad (5)$$

Тепер можна визначити кутову координату відхилення гнучкого підвісу вантажу від вертикалі:

$$v = \frac{u}{L} Q. \quad (6)$$

Для складання рівнянь руху механізмів зміни вильоту і повороту крана використовуємо рівняння Лагранжа другого роду:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T}{\partial \dot{z}} - \frac{\partial T}{\partial z} = Q_z - \frac{\partial \Pi}{\partial z} Q \\ \frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} - \frac{\partial T}{\partial x} = Q_x - \frac{\partial \Pi}{\partial x} Q \\ \frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_\varphi - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} Q \\ \frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} - \frac{\partial T}{\partial \psi} = Q_\psi - \frac{\partial \Pi}{\partial \psi} Q \end{cases} \quad (7)$$

де t – час; T , Π – відповідно кінетична та потенціальна енергія системи при роботі механізмів зміни вильоту та повороту крана; Q_z , Q_x , Q_φ , Q_ψ – потенціальні складові узагальнених сил, що відповідають узагальненим координатам відповідно z , x , φ , ψ .

Знайдемо вирази кінетичної та потенціальної енергії системи при поєднанні роботи механізмів зміни вильоту та повороту крана Q :

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{4 \cdot I_1 \cdot \delta_1 \cdot U_1^2}{D^2} + m_1 \right] \cdot (\dot{z}^2 + z^2 \cdot \dot{\varphi}^2) + \frac{1}{2} \cdot [I_2 \cdot \\ &\cdot U_2^2 + I_0] \cdot \dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2} \cdot m \cdot (\dot{x}^2 + x^2 \cdot \dot{\psi}^2); \end{aligned} \quad (8)$$

$$\Pi = m \cdot g \cdot L \cdot (1 - \cos v) = m \cdot g \cdot L \cdot (1 - \cos \frac{u}{L})Q; \quad (9)$$

де m_1, m – відповідно маси візка та вантажу; I_1, I_2 – відповідно момент інерції роторів електродвигунів механізмів зміни вильоту та повороту крана; I_0 – момент інерції поворотної частини крана відносно власної осі обертання; δ_1, δ_2 – коефіцієнт, що враховує інерційність елементів приводів відповідно механізмів зміни вильоту та повороту крана; U_1, U_2 – передаточні числа приводів відповідно механізмів зміни вильоту та повороту; D – діаметр барабана поворотного механізму переміщення візка; g – пришвидження вільного падіння.

Непотенціальні складові узагальнених сил визначаються як різниця рушійних сил і сил опору в механізмах. Рушійні сили (моменти) для асинхронних двигунів змінного струму визначаються на базі формули Клосса. В результаті чого непотенціальні складові узагальнюючих сил мають вигляд:

$$Q_z = F = \frac{4M_{кр1} \cdot U_1 \cdot \eta_1 \cdot (1 + a_1 \cdot S_{кр1})}{D \cdot \left(\frac{1 - \frac{2z \cdot U_1}{D \cdot \omega_1}}{S_{кр1}} + \frac{S_{кр1}}{1 - \frac{2z \cdot U_1}{D \cdot \omega_1}} + 2a_1 \cdot S_{кр1} \right)} - W; \quad (10)$$

$$Q_\varphi = M = \frac{2M_{кр2} \cdot U_2 \cdot \eta_2 \cdot (1 + a_2 \cdot S_{кр2})}{\frac{1 - \frac{\varphi \cdot U_2}{\omega_2}}{S_{кр2}} + \frac{S_{кр2}}{1 - \frac{\varphi \cdot U_2}{\omega_2}} + 2a_2 \cdot S_{кр2}} - M_0 Q, \quad (11)$$

де $M_{кр1}, M_{кр2}$ – відповідно максимальні (критичні) значення моментів на валах електродвигунів приводних механізмів переміщення візка та повороту крана; η_1, η_2 – відповідно коефіцієнт корисної дії приводних механізмів переміщення візка та повороту крана; a_1, a_2 – безрозмірні параметри двигунів приводних механізмів відповідно переміщення візка і повороту крана; $S_{кр1}, S_{кр2}$ – відповідно критичні ковзання двигунів механізмів переміщення візка та повороту крана; W – сила статичного опору переміщення візка; M_0 – момент статичного опору повороту крана. Безрозмірні параметри двигунів приводних механізмів відповідно переміщення візка і повороту крана:

$$a_1 = \frac{R_{11}}{R_{12}}; \quad (12)$$

$$a_2 = \frac{R_{21}}{R_{22}}; \quad (13)$$

де R_{11}, R_{12} – відповідно опір обмотки статора і обмотки ротора зведеної до статора електродвигуна приводу переміщення візка; R_{21}, R_{22} – відповідно опір обмотки статора і обмотки ротора зведеної до статора, електродвигуна приводу повороту крана.

Критичні ковзання визначаються наступними залежностями:

$$S_{кр1} = S_{n1} (\lambda_1 + \sqrt{\lambda_1^2 - 1}); \quad (14)$$

$$S_{кр2} = S_{n2} (\lambda_2 + \sqrt{\lambda_2^2 - 1})Q, \quad (15)$$

де S_{n1}, S_{n2} – номінальні ковзання відповідно двигунів механізмів переміщення візка та повороту крана; λ_1, λ_2 – кратності критичного моменту відповідно двигунів механізмів переміщення візка та повороту крана.

Номінальні ковзання двигунів мають вигляд:

$$S_{n1} = 1 - \frac{\omega_{n1}}{\omega_{01}}; \quad (16)$$

$$S_{n1} = 1 - \frac{\omega_{n1}}{\omega_{01}}Q, \quad (17)$$

де ω_{n1}, ω_{n2} – номінальні кутові швидкості валів двигунів механізмів відповідно переміщення візка і повороту крана; ω_{01}, ω_{02} – відповідно синхронні кутові швидкості валів двигунів механізмів зміни вильоту та повороту крана.

Знайдемо необхідні похідні від виразів кінетичної (8) та потенціальної (9) енергії, що входить в систему (7):

$$\frac{\partial T}{\partial z} = \left(m_1 + \frac{4 \cdot I_1 \cdot \delta_1 \cdot U_1^2}{D^2} \right) z \cdot \dot{\varphi}^2; \quad \frac{\partial T}{\partial x} = m \cdot x \cdot \dot{\psi}^2; \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi} = \frac{\partial T}{\partial \psi} = 0; \quad (18)$$

$$\frac{\partial T}{\partial z} = \left(m_1 + \frac{4 \cdot I_1 \cdot \delta_1 \cdot U_1^2}{D^2} \right) z; \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} = m \cdot \dot{x}; \quad \frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = \left[\left(m_1 + \frac{4 \cdot I_1 \cdot \delta_1 \cdot U_1^2}{D^2} \right) z^2 + I_0 + I_2 \cdot \delta_2 \cdot U_2^2 \right] \cdot \dot{\varphi}; \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} = m \cdot x^2 \cdot \dot{\psi};$$

$$\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T}{\partial \dot{z}} = \left(m_1 + \frac{4 \cdot I_1 \cdot \delta_1 \cdot U_1^2}{D^2} \right) \cdot \dot{z}; \quad \frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} = m \cdot \dot{x}; \quad (19)$$

$$\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = \left[\left(m_1 + \frac{4 \cdot I_1 \cdot \delta_1 \cdot U_1^2}{D^2} \right) \cdot z^2 + I_0 + I_2 \cdot \delta_2 \cdot U_2^2 \right] \cdot \ddot{\varphi} + 2 \left(m_1 + \frac{4 \cdot I_1 \cdot \delta_1 \cdot U_1^2}{D^2} \right) z \cdot \dot{z} \cdot \dot{\varphi}; \quad (20)$$

$$\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} = m \cdot x^2 \cdot \ddot{\psi} + 2m \cdot x \cdot \dot{x} \cdot \dot{\psi}; \quad (21)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial z} = m \cdot g \cdot L \cdot \frac{\partial v}{\partial z} \cdot \sin v = m \cdot g \cdot L \cdot v \cdot \frac{\partial v}{\partial z}; \quad (22)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial x} = m \cdot g \cdot L \cdot \frac{\partial v}{\partial x} \cdot \sin v = m \cdot g \cdot L \cdot v \cdot \frac{\partial v}{\partial x}; \quad (23)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} = m \cdot g \cdot L \cdot \frac{\partial v}{\partial \varphi} \cdot \sin v = m \cdot g \cdot L \cdot v \cdot \frac{\partial v}{\partial \varphi}; \quad (24)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \psi} = m \cdot g \cdot L \cdot \frac{\partial v}{\partial \psi} \cdot \sin v = m \cdot g \cdot L \cdot v \cdot \frac{\partial v}{\partial \psi}. \quad (25)$$

У виразах (22) – (25) зроблено заміну, що $\sin v = v$, оскільки відхилення вантажного каната від вертикалі є незначними ($\angle 12^\circ$).

Тепер знайдемо похідну від виразу (6) з урахуванням рівняння (5).

$$\frac{\partial v}{\partial z} = \frac{L}{u} \cdot [z - x \cdot (1 - \frac{(\varphi - \psi)^2}{2})]; \quad (26)$$

$$\frac{\partial v}{\partial x} = \frac{L}{u} \cdot [x - z \cdot (1 - \frac{(\varphi - \psi)^2}{2})]; \quad (27)$$

$$\frac{\partial v}{\partial \varphi} = \frac{L}{u} \cdot x \cdot z \cdot (\varphi - \psi); \quad (28)$$

$$\frac{\partial v}{\partial \psi} = -\frac{L}{u} \cdot x \cdot z \cdot (\varphi - \psi). \quad (29)$$

Після підстановки виразів (5), (26) – (29) в залежності (22) – (25) отримаємо:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial z} = \frac{mg}{L} \cdot [z - x \cdot (1 - \frac{(\varphi - \psi)^2}{2})]; \quad (30)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial x} = \frac{mg}{L} \cdot [x - z \cdot (1 - \frac{(\varphi - \psi)^2}{2})]; \quad (31)$$

$$\begin{cases} \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} = \frac{mg}{L} \cdot x \cdot z \cdot (\varphi - \psi); \\ \frac{\partial \Pi}{\partial \psi} = \frac{mg}{L} \cdot x \cdot z \cdot (\varphi - \psi). \end{cases} \quad (32)$$

Підставивши вирази (10), (11), (18) – (21), (30) – (32) в систему (7) отримаємо диференціальне рівняння сумісного руху механізмів переміщення візка з вантажем та повороту крана.

$$\begin{cases} \left(m_1 + \frac{4 \cdot I_1 \cdot \delta_1 \cdot U_1^2}{D^2} \right) \cdot (\ddot{z} - z \cdot \dot{\varphi}^2) = F - \\ - \frac{m \cdot g}{L} \cdot \left(z - x \left(1 - \frac{(\varphi - \psi)^2}{2} \right) \right); \\ m \cdot (\ddot{x} - x \cdot \dot{\psi}^2) = - \frac{m \cdot g}{L} \cdot \left(x - z \left(1 - \frac{(\varphi - \psi)^2}{2} \right) \right); \\ \left[\left(m_1 + \frac{4 \cdot I_1 \cdot \delta_1 \cdot U_1^2}{D^2} \right) z^2 + I_0 + I_2 \cdot \delta_2 \cdot U_2^2 \right] \ddot{\varphi} + 2z \cdot \\ \cdot \left(m_1 + \frac{4 \cdot I_1 \cdot \delta_1 \cdot U_1^2}{D^2} \right) z \cdot \dot{\varphi} = M - \frac{m \cdot g}{L} x \cdot z (\varphi - \psi); \\ m \cdot x^2 \cdot \ddot{\psi} + 2m \cdot x \cdot \dot{x} \cdot \dot{\psi} = \frac{m \cdot g}{L} x \cdot z (\varphi - \psi). \end{cases} \quad (33)$$

Розв'язок системи нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку здійснено чисельним методом в програмі "Mathematica" для баштового крана liebherr 140 hc з параметрами (табл.1):

Таблиця 1. Розв'язок системи нелінійних диференціальних рівнянь для баштового крана liebherr 140 hc.

Table 1. Solution of the nonlinear differential equation system for liebherr 140 hc tower crane.

$m_1 = 300 \text{ кг};$	$a_1 = 0,2;$	$I_0 = 5,5 \cdot 10^6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$
$m = 5000 \text{ кг};$	$a_2 = 0,2;$	$I_1 = 0,3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$
$W = 5500 \text{ Н};$	$\delta_1 = 1,1;$	$I_2 = 0,056 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$
$S_{\text{кр}1} = 0,37;$	$\delta_2 = 1,1;$	$M_0 = 50100 \text{ Н} \cdot \text{м};$
$S_{\text{кр}2} = 0,37;$	$D = 0,3 \text{ м};$	$M_{\text{кр}1} = 120 \text{ Н} \cdot \text{м};$
$\eta_1 = 0,71;$	$L = 10 \text{ м};$	$M_{\text{кр}2} = 120 \text{ Н} \cdot \text{м};$
$\eta_2 = 0,8;$	$U_1 = 17;$	$\omega_{01} = 104,72 \text{ рад/с};$
$g = 9,8 \text{ м/с}^2.$	$U_2 = 1429;$	$\omega_{02} = 104,72 \text{ рад/с};$

Оскільки вважаємо, що динамічна система у початковий момент руху знаходиться у стані спокою то початкові умови руху для системи рівнянь (33) будуть такі:

$$\begin{cases} x(0) = x_0; \dot{x}(0) = 0; z(0) = z_0; \dot{z}(0) = 0; \\ \varphi(0) = 0; \dot{\varphi}(0) = 0; \psi(0) = 0; \dot{\psi}(0) = 0. \end{cases} \quad (34)$$

Розв'язавши систему нелінійних диференціальних рівнянь (33) чисельним методом, для параметрів крана (табл.1) і початкових умов руху (34), отримаємо закони руху ланок та силові і енергетичні характеристики приводних механізмів, які представлені на Рис.2 – Рис.6.

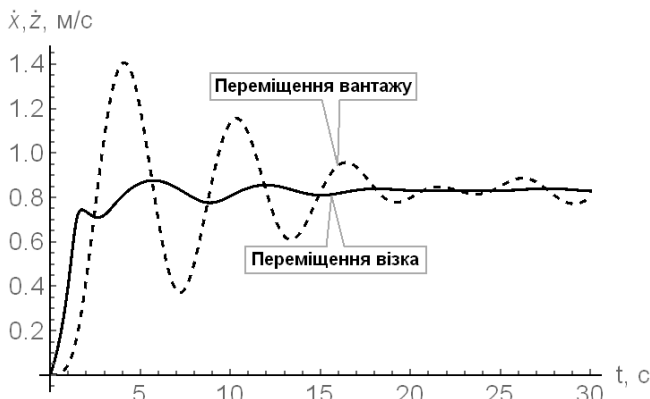


Рис.2. Графіки зміни швидкості вантажу $\dot{x}$ та візка $\dot{z}$ при зміні вильоту вздовж стріли.

Fig. 2. Changes in load velocity $\dot{x}$ and trolley $\dot{z}$ when changing takeoff along the boom.



Рис. 3. Графіки прискорення вантажу $\ddot{x}$ та візка $\ddot{z}$ при зміні вильоту вздовж стріли.

Fig. 3. Cargo acceleration schedules $\ddot{x}$ and trolley $\ddot{z}$ when changing boom.

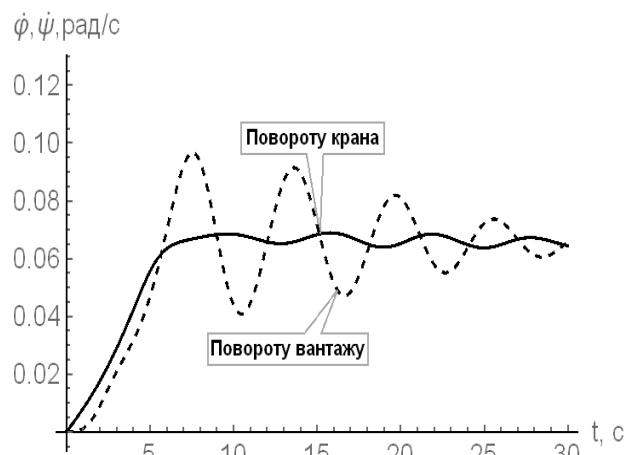


Рис.4. Графіки зміни кутової швидкості при повороті башти крана $\dot{\varphi}$ та вантажу $\dot{\psi}$ відносно горизонтальної площини.

Fig. 4. Graphs of the change in angular velocity when turning the crane tower $\dot{\varphi}$ and load $\dot{\psi}$ relative to the horizontal plane.

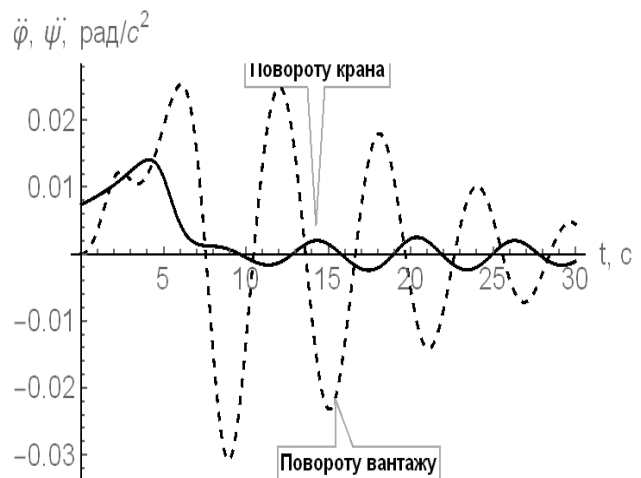


Рис.5. Графіки зміни кутового прискорення при повороті башти крана $\ddot{\varphi}$ та вантажу $\ddot{\psi}$ відносно горизонтальної площини.

Fig. 5. Graphs of change in angular acceleration when turning the crane tower $\ddot{\varphi}$ and load $\ddot{\psi}$ relative to the horizontal plane.

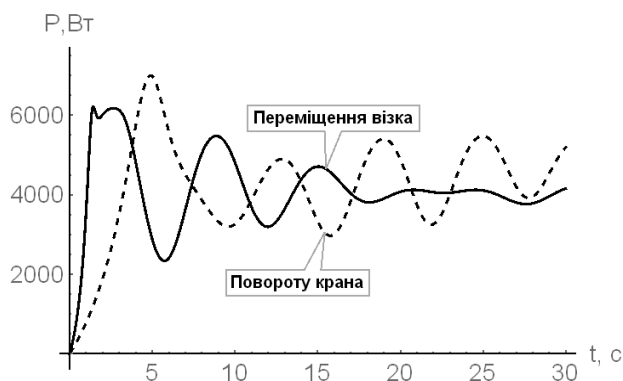


Рис. 6. Графіки зміни потужності електродвигунів візка та повороту крана.

Fig. 6. Graphs of change of capacity of electric motors of the trolley and rotation of the crane.

Аналізуючи отримані залежності (рис. 2 - рис. 5.) можна бачити, що перехідний процес розгону супроводжується коливаннями швидкостей та прискорень, однак при досягненні усталеної швидкості механізмом переміщення візка та повороту крана коливання плавно затухають.

З графіків швидкостей та прискорень візка та вантажу (рис. 2 та рис. 3) в площині зміни вильоту вздовж стріли виявлено, що імпульс, який виникає від різкого прискорення візка на другій секунді руху призводить до розгойдування вантажу яке стабілізується тільки на 20 с. руху.

Проаналізувавши графіки зміни кутової швидкості (рис. 4.) та кутового прискорення (рис. 5.) башти крана та вантажу відносно горизонтальної площини, видно, що башта крана переходить на усталену швидкість через 10 с. При цьому розгойдування вантажу стабілізується тільки на 25 с повороту крана.

З графіків зміни потужності приводів, переміщення візка та повороту стріли видно, що максимальна потужність двигуна для переміщення візка становить $P_{\text{дв.пер.}} = 6250$ Вт. і зафіксована на другій секунді руху, максимальна потужність двигуна для здійснення повороту крана зафіксована на п'ятій секунді роботи та становить $P_{\text{дв.пов.}} = 7000$ Вт.

Висновки

1. Розроблено динамічну модель та адекватну їй математичну модель сумісного руху механізмів зміни вильоту та повороту баштового крана з балочною стрілою, яка являє собою систему лінійних диференціальних рівнянь другого порядку, яку розв'язано чисельними методами.

2. Розв'язавши нелінійні диференціальні рівняння, що описують рух кожної із ланок чотири масової динамічної моделі, отримано графіки перехідних процесів пуску (рис. 2-6). Слід відзначити, що після досягнення візком усталеної швидкості, коливання швидкості та прискорення вантажу в площині зміни вильоту візка мають плавно згасаючий характер. При цьому кутова швидкість та прискорення при повороті крана та вантажу в горизонтальній площині з переходом на усталену швидкість також стабілізуються.

3. Усунути коливання, вантажу та інших елементів крана в процесі пуску/ гальмування за короткий проміжок часу можливо шляхом оптимізації перехідного процесу. Оптимізація перехідного процесу дасть змогу зменшити динамічні навантаження на металоконструкцію баштового крана, полегшити роботу кранівнику та підвищити продуктивність і надійність роботи крана.

Список літератури

1. Казак С. А. Статическая динамика и надежность подъемно-транспортных машин. 2007. 86 с. (УПИ им. С.М. Кирова).
2. Орлов А. Н. Общая динамическая модель грузоподъемных кранов. Оптимизация параметров строительных и дорожных машин. Ярославль. Изд-во Яросл. политех. ин-та. 2012. С. 13-20.
3. Герасимяк Р. П., Найдено О. В. Особливості керування електроприводом механізму вильоту стріли під час обертання крана з підвищеним вантажем. Електромашинобудування та електрообладнання. 2007. Вип. 68. С. 11-15.
4. Герасимяк Р. П., Леуш В. А. Анализ и синтез крановых электромеханических систем. Одесса. СМІЛ. 2008. 192 с.
5. Rubio-Avila J. J., R. Alcantara-Ramirez, J. Jaimes-Ponce, I. I. Siller-Alcala. Design, construction, and control of a novel tower crane. International Journal of Mathematics and Computers in Simulation. Issue 2. Volume 1. 2007. 24.
6. Казак С. А. Динамика мостовых кранов. Москва. Машиностроение. 2008. 332 с.
7. Анненкова О. С., Францен Г. Е. Строительные башенные краны и подъемники для возведения многоэтажных зданий. Алт. гос. техн. ун-т им. И. И. Ползунова. Барнаул. Изд-во АлтГТУ. 2008. 206 с.
8. Гохберг М. М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. Ленинград. Машиностроение. 2009. 2. 520 с.
9. Іванченко Ф. К. Підйомно-транспортні машини. Київ. Вища школа. 2013. 413 с.
10. Григоров О. В., Петренко Н. О. Вантажопідйомні машини: навчальний посібник. Харків. НТУ „ХПІ”. 2006. 304 с.
11. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О. Динамічний аналіз процесу розгону візка на природній механічній характеристиці. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. 2011. Вип. 166. Ч. 1. С. 46-49.
12. Дьяконов В. П. Mathematica 4.1/4.2/5.0 в математических и научно-технических расчетах. Москва. СОЛОН-Пресс. 2004. 696 с.
13. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О. Динаміка машин. Київ. Компрінт. 2013. 227 с.
14. Ловейкін В. С. Мінімізація динамічних навантажень в пружних елементах вантажопідйомних машин. Гірничі, будівельні, дорожні і меліоративні машини. Київ. 1998. Вип. 52. С. 63-68.
15. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О. Аналіз і синтез оптимального керування рухом вантажопідйомно-

го крана прямим варіаційним методом. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. 2014. Вип. 196. Ч. 1. С. 129-139.

16. Ловеikin В. С., Човнюк Ю. В., Лимар П. В., Мельниченко В. В. Динамічна модель руху грейфера, підвішеного на гнучкому підвісі, при повороті крана. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. 2014. Вип. 196. Ч. 1. С. 162-171.

17. Афтанділянц С. Г., Ловеikin В. С., Шевчук О. Г. Аналіз конструкції стрілових систем баштових кранів. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. 2015. Вип. 212. Ч. 1. С. 121-130.

18. Ловеikin В. С., Паламарчук Д. А. Оптимізація режимів руху шарнірно-зчленованої стрілової системи крана. Київ. Компрінт. 2015. 224 с.

19. Ловеikin В. С., Лимар П. В. Оптимізація режиму руху тримасової системи крана за комплексним критерієм. Підйомно-транспортна техніка. №3 (47). 2015. С. 4-12.

References

1. Kazak S. A. (2007). Static dynamics and reliability of hoisting and transport machines. Sverdlovsk. Publishing house in the UPI them. S.M. Kirov.

2. Orlov A.N. (2012). A general dynamic model of load-lifting cranes. Optimization of parameters of construction and road machines. Yaroslavl. Yaroslavl Publishing House.

3. Gerasimyak R.P., Naydenko O.V. (2007) Features of controlling the electric drive of the boom departure mechanism during the rotation of the crane with suspended load. Electrical engineering and electrical equipment.

4. Gerasimyak R.P., Leshchev V.A. (2008) Analysis and synthesis of ultra-new electromechanical systems. Odessa.

5. Rubio-Avila J. J., R. Alcantara-Ramirez, J. Jaimes-Ponce, I. I. Siller-Alcala. (2007). Design, construction, and control of a new tower crane. International Journal of Mathematics and Computers in Simulation. Issue 2. Volume 1.

6. Kazak S. A. (2008). Dynamics of bridge cranes. Moscow. Mechanical Engineering.

7. Annenkova G. E., Franzen G. E. (2008). Construction cranes and elevators for the construction of multi-storey buildings. Alt. state. tech. them. II Po-lzunov. Barnaul. AltSTU Publishing House.

8. Hochberg M. M. (2009). Metal structures of hoisting and transport machines. Leningrad. Machine-building.

9. Ivanchenko F. K. (2013). Lifting and transport machines. Kiev. High school.

10. Grigorov O. V., Petrenko N. O. (2006). Load-lifting machines: a textbook. Kharkiv. NTU "KPI".

11. Loveykin V.S., Romasevich Y. O. (2011). Dynamic analysis of the process of acceleration of the trolley on the natural mechanical characteristic. Scientific Bulletin of the National University of Life and Environmental

Sciences of Ukraine. Series: APC Engineering and Energy.

12. Dyakonov V. P. (2004). Mathematica 4.1/4.2/5.0 in mathematical and scientific-technical calculations. Moscow. SOLON-Press.

13. Loveykin V. S., Romasevich Y. O. (2013). Dynamics of Machines. Kiev. Sprint.

14. Loveykin V. S. (2008). Minimization of dynamic loads in the elastic elements of hoisting machines. Mining, construction, road and reclamation machines. Kiev.

15. Loveykin V. S., Romasevich Y. O. (2014). Analysis and synthesis of optimal control of hoisting crane movement by direct variational method. Scientific Bulletin of the National University of Bioresources and Natural Resources of Ukraine. Series: APC Engineering and Energy Engineering.

16. Loveykin V. S., Chovnyuk Y. V. (2014). Mel'nichenko A dynamic model of the motion of a grapple suspended on a flexible suspension, when turning the crane. Scientific Bulletin of the National University of Bioresources and Nature Management of Ukraine. Series: Engineering and Power Engineering.

17. Aftandylyants E. G., Loveykin V. S., Shevchuk A. G. (2015). Analysis of construction of boom systems of tower cranes. Scientific Bulletin of the National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: APC Engineering and Energy.

18. Loveykin V. S., Palamarchuk D. A. (2015). Optimization of the modes of motion of the hinged-jointed boom crane system. Kiev. Sprint.

19. Loveykin V. S., Limar P. V. (2015). Optimization of the mode of motion of the three-mass crane system by a complex criterion. Material handling equipment. No. 3 (47). 2015, P. 4-12.

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РОЛИКОВОЙ ФОРМОВОЧНОЙ УСТАНОВКИ С УЧЕТОМ ДИССИПАТИВНЫХ СВОЙСТВ УРАВНОВЕШЕННОГО ПРИВОДНОГО МЕХАНИЗМА

В. С. Ловеikin, Ю. А. Ромасевич,
Ю. В. Ловеikin, Д. И. Муштин

Аннотация. Работа посвящена исследованию процессов, которые возникают при совместном движении механизмов изменения вылета груза и поворота башенного крана с горизонтальной балочной стрелой.

В статье приведена динамическая модель движения механизмов изменения вылета и поворота башенного крана, на основе которой с помощью уравнения Лагранжа второго рода составлена система обычных нелинейных дифференциальных уравнений второго порядка. Решение полученных дифференциальных уравнений осуществлено численным методом с использованием стандартных программ, результатом которых стали графические зависимости кинематических характеристик и динамических характеристик звеньев приводных механизмов изменения вылета и поворота крана, а также груза.

Анализ полученных графических зависимостей показал, что в процессе пуска механизмов изменения вылета и поворота крана возникают колебания как в элементах поводу так и в несущей конструкции, пере-

даются на груз и приводят к его раскачиванию. Раскачивание груза усложняет работу крановщика, уменьшает производительность и точность позиционирования груза при работе крана, а также снижает его надежность, что увеличивает вероятность возникновения аварийных ситуаций. Решение поставленных задач динамического анализа совместного движения механизмов изменения вылета и поворота крана в процессе пуска позволяет установить факторы, влияющие на колебания элементов приводов, конструкций и груза. В результате проведенного анализа режимов пуска механизмов изменения вылета и поворота крана установлено, что влияние на колебания элементов крана имеет характер изменения движущих моментов приводных механизмов, а также геометрические, кинематические и инерционные характеристики звеньев. Для существенного уменьшения динамических звеньев в элементах приводных механизмов, конструкций крана и груза, предложено провести оптимизацию переходных режимов пуска и торможения при совместном движении механизмов изменения вылета и поворота крана.

Такая оптимизация позволит увеличить производительность грузовых операций и повысить точность позиционирования груза в процессе его перемещения, а также повысить производительность работы крана и уменьшить возможность возникновения аварийных ситуаций.

Ключевые слова: башенный кран, динамическая модель, механизм изменения вылета, механизм поворота, совместим движение, динамические нагрузки, анализ, математическая модель.

likelihood of accidents. The solution of the tasks of dynamic analysis of the joint motion of mechanisms of change of departure and rotation of the crane during the start-up process allows to establish the factors that influence the oscillations of elements of drives, structures and cargo. As a result of the analysis of modes of start-up of mechanisms of change of departure and rotation of the crane it is established that influence on oscillations of elements of the crane has the character of change of driving moments of driving mechanisms, and also geometrical, kinematic and inertial characteristics of links. To significantly reduce the dynamic links in the elements of the drive mechanisms, crane structures and cargo, it is proposed to optimize the transient modes of start-up and braking with the combined movement of the mechanisms of departure and rotation of the crane.

Such optimization will increase the productivity of cargo operations and increase the accuracy of the positioning of the cargo in the process of moving it, as well as increase the productivity of the crane and reduce the possibility of emergencies.

Key words: tower crane, dynamic model, departure mechanism, rotation mechanism, compatible motion, dynamic loads, analysis, mathematical model.

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

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

А. В. Ловейкін ORCID 0000-0003-4570-563X.

Д. І. Муштин ORCID 0000-0003-2416-1565.

DYNAMIC ANALYSIS OF ROLLER MOLDING INSTALLATION TAKING INTO ACCOUNT DISSIPATIVE PROPERTIES BALANCED DRIVE MECHANISM

*V. S. Lovejkin, Yu. O. Romasevich, A. V. Loveikin,
D. I. Mushtyn*

Abstract. The work is devoted to the research of the processes that arise in the joint movement of mechanisms of change of departure departure and rotation of the tower crane with horizontal beam boom. The article presents a dynamic model of motion of mechanisms of change of departure and rotation of a tower crane, on the basis of which, by means of the Lagrange equation of the second kind, a system of ordinary nonlinear differential equations of the second order is made. The differential equations obtained were solved numerically using standard programs, which resulted in graphical dependences of the kinematic characteristics and dynamic characteristics of the links of the drive mechanisms of change of departure and rotation of the crane, as well as the load.

The analysis of the obtained graphical dependencies showed that during the start of the mechanisms of change of departure and rotation of the crane oscillations occur both in the elements of the drive and in the supporting structure, which are transmitted to the load and lead to its swing. The swinging of the load complicates the operation of the crane, reduces the productivity and accuracy of the positioning of the load during the operation of the crane, and also reduces its reliability, which increases the

УДК 514.18

КОЧЕННЯ РОЗГОРТНОГО ГЕЛІКОЇДА ПО СВОЄМУ ЗГИНАННЮ

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 – жовтень 2019, акцептовано – січень 2020.

Бібл. 4, рис. 10, табл. 0.

Анотація. Тема кочення поверхонь одна по одній в науковій літературі не набула широкого висвітлення. Детально вивченим є кочення поверхонь обертання, які використовуються для передачі обертального руху між мимобіжними осями та осями, що перетинаються. При проектуванні зубчатих зачеплень для передачі крутного моменту розглядаються як розгортні, так і нерозгортні поверхні у ролі аксоїдів. Загальновідомими поверхнями для передачі крутного моменту між осями, що перетинаються, є конуси із суміщеними вершинами. Якщо вершини конусів віддалені у нескінченність, тоді твірні поверхонь стають паралельними, тобто конуси перетворюються у циліндри із паралельними осями. Як у конусів, так і у циліндрів спільною лінією дотику є прямолінійна твірна обох поверхонь. При передачі крутного моменту між мимобіжними осями аксоїдами є одноповерхнинні гіперболоїди обертання із спільною прямолінійною твірною дотику. Вони є нерозгортними лінійчатими поверхнями. Між перекочуванням розгортних і нерозгортних поверхонь одна по одній є суттєва відмінність. Для пар конусів і циліндрів перекочування відбувається без ковзання, а для нерозгортних поверхонь гіперболоїдів – із ковзанням вздовж спільної лінії дотику. Однак це не означає, що нерозгортні лінійчаті поверхні не можуть перекочуватися одна по одній без ковзання.

Із теорії поверхонь відомо, що поверхня може перекочуватися без ковзання по своєму згинанні. Якщо згинання вихідної лінійчатої поверхні відбувається із збереженням прямолінійних твірних, то перекочування вихідної і зігнутої поверхонь відбувається без ковзання із лінією контакту вздовж спільної твірної поверхонь незалежно від того, розгортні вони, чи нерозгортні. Керувати згинанням розгортної поверхні можна шляхом деформації її ребра звороту. Така деформація відбувається зміною його скруту із збереженням кривини у функції довжини дуги. Для розгортного гелікоїда (торса-гелікоїда) ребром звороту є гвинтова лінія. Зміною її скруту можна отримати іншу гвинтову лінію із іншим кутом її підйому. Цим двом гвинтовим лініям відповідають два розгортних гелікоїди, кожен із яких

можна отримати згинанням іншого. Обидва гелікоїди мають спільну розгортку. Для кочення гелікоїдів один по одному необхідно їх сумістити так, щоб лінією їх контакту була спільна прямолінійна твірна обох поверхонь. Це означає, що у відповідних точках ребер звороту з рівними значеннями довжин дуг супровідні тригранники обох кривих повинні збігатися. Для забезпечення контакту обох поверхонь вздовж спільної прямолінійної твірної в статті здійснено поворот однієї із них за допомогою кутів Ейлера і паралельне перенесення. За отриманими рівняннями побудовано поверхні із спільною лінією контакту.

Ключові слова: розгортний гелікоїд, згинання, кочення поверхонь, ребро звороту, поворот, паралельне перенесення.

Постановка проблеми

При проектуванні зубчастих зачеплень важливу роль відіграють аксоїди – поверхні, які обкочуються одна по одній і які є основою для розрахунку і нарізання зубів. Вивченими аксоїдами є наступні поверхні обертання: циліндри – для проектування передач між паралельними осями; конуси – для проектування передач між осями, що перетинаються; гіперболоїди – для проектування передач між мимобіжними осями. Потребує вивчення процес обкочування гвинтових поверхонь одна по одній, зокрема, розгортних.

Аналіз останніх досліджень

В праці [1] сказано, що лінійчаті поверхні можуть котитися одна по одній без ковзання, якщо вони згинаються одна на одну. Такі дві поверхні називаються накладаними, тобто множині точок однієї поверхні однозначно можна поставити у відповідність множину точок на другій поверхні таким чином, що відстані між відповідними точками для обох поверхонь будуть однаковими. Частковим випадком згинання розгортної поверхні є її розгортка.

В такому випадку матимемо частковий випадок кочення поверхні по своїй розгортці.

В праці [2] сказано, що при коченні розгортних поверхонь одна по одній супровідні тригранники ребер звороту в кожен момент часу повинні збігатися. Тоді будуть збігатися дотичні до ребер звороту, які є прямолінійними твірними поверхонь і є спільною лінією контакту поверхонь.

В праці [3] здійснено розрахунок і графічними методами побудовано проєкції двох торсів-гелікоїдів, один із яких є згинанням іншого, і які мають спільну прямолінійну твірну контакту. Осі торсів є мимобіжними і складають між собою прямий кут. Показано, що для забезпечення контакту між поверхнями під час їхнього обертання навколо своїх осей вони повинні здійснювати вздовж них ще і поступальний рух.

Мета досліджень

Розробити аналітичний опис процесу кочення торса-гелікоїда по своєму згинанню із забезпеченням спільної лінії контакту вздовж відповідних прямолінійних твірних в кожен момент часу.

Результати досліджень

Ребром звороту торса-гелікоїда є гвинтова лінія. Її параметричні рівняння у функції довжини дуги s мають вигляд [4, стор. 78]:

$$\begin{aligned} x &= a \cos \frac{s}{\sqrt{a^2 + b^2}}; \\ y &= a \sin \frac{s}{\sqrt{a^2 + b^2}}; \\ z &= \frac{bs}{\sqrt{a^2 + b^2}}, \end{aligned} \quad (1)$$

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

b – гвинтовий параметр, через який можна знайти крок H гвинтової лінії: $H=2\pi b$.

Між цими параметрами і кутом β підйому гвинтової лінії існує взаємозв'язок:

$$b = a \operatorname{tg} \beta. \quad (2)$$

Підстановкою (2) у (1) отримаємо параметричні рівняння гвинтової лінії за заданим радіусом a і кутом підйому β :

$$\begin{aligned} x &= a \cos \frac{\cos \beta}{a} s; \\ y &= a \sin \frac{\cos \beta}{a} s; \\ z &= s \sin \beta. \end{aligned} \quad (3)$$

Відомо, що при згинанні торса кривина його ребра звороту у функції довжини дуги s залишається незмінною, змінюється тільки його скрут [4, стор. 285]. Кривина k гвинтової лінії є сталою і обчислюється за формулою [4, стор. 117]:

$$k = \frac{a}{a^2 + b^2}. \quad (4)$$

Із врахуванням (2) вираз (4) запишеться:

$$k = \frac{\cos^2 \beta}{a}. \quad (5)$$

Гвинтову лінію можна деформувати таким чином, щоб вона залишалася гвинтовою, і щоб її кривина залишалася сталою. Це можна робити зміною радіуса a і кута підйому β . Нехай після деформації ці сталі наберуть нових значень: a_{32} і β_{32} . Тоді на основі рівності кривини (5) можна записати:

$$\frac{\cos^2 \beta}{a} = \frac{\cos^2 \beta_{32}}{a_{32}} \quad (6)$$

Деформувати гвинтову лінію будемо зміною кута її підйому β . Введемо сталу p і запишемо: $\beta_{32} = p \cdot \beta$. Із врахуванням цього на основі рівності (6) знаходимо:

$$a_{32} = \frac{a \cos^2 p \beta}{\cos^2 \beta}. \quad (7)$$

Підставимо в параметричні рівняння (3) замість a нове значення a_{32} із (7) і замість β нове значення $\beta_{32} = p \cdot \beta$ і отримаємо:

$$\begin{aligned} x &= \frac{a \cos^2 p \beta}{\cos^2 \beta} \cos \frac{\cos^2 \beta}{a \cos p \beta} s; \\ y &= \frac{a \cos^2 p \beta}{\cos^2 \beta} \sin \frac{\cos^2 \beta}{a \cos p \beta} s; \\ z &= s \sin p \beta. \end{aligned} \quad (8)$$

При $p=1$ параметричні рівняння (8) опишуть вихідну гвинтову лінію (3), при $p=0$ – випадок, коли гвинтова лінія перетворюється в коло. При згинанні торса-гелікоїда це означатиме, що при $p=0$ він перетворюється в розгортку.

На рис. 1 за рівняннями (8) побудовано в проєкціях гвинтові лінії однакової довжини при $p=1$ (вихідна крива) і $p=2$ (деформована крива).

Обидві лінії розташовані на співвісних вертикальних циліндрах, радіуси r яких визначаються із залежності $r = a \cos^2 p \beta / \cos^2 \beta$ згідно рівнянь (8).

При $p=1$ маємо вихідну гвинтову лінію, якій відповідає коло більшого радіуса на горизонтальній проєкції (рис. 1), а при $p=2$ – коло меншого радіуса. Якщо задати конкретне значення довжини дуги s , наприклад, s_0 , то згідно рівнянь (8) на обох проєкціях кривих (тобто колах) отримаємо точки A і A_{32} . Зображені на рис. 1 гвинтові лінії побудовані при $s=0$. Із початкових точок кривих проведені одиничні орти супровідних тригранників: дотичні τ і τ_{32} та бінормалі b і b_{32} .

Головні нормалі збігаються і на фронтальній проєкції проєкціюються в точку.

Для суміщення супровідних тригранників обох кривих потрібно знати кути між їх ортами.

Кут θ між ортами дотичних τ і τ_{32} для гвинтових ліній є сталим і дорівнює куту між ортами бінормалей b і b_{32} .

Вираз для його знаходження запишеться:

$$\theta = \beta_{32} - \beta = \beta(p-1). \quad (9)$$

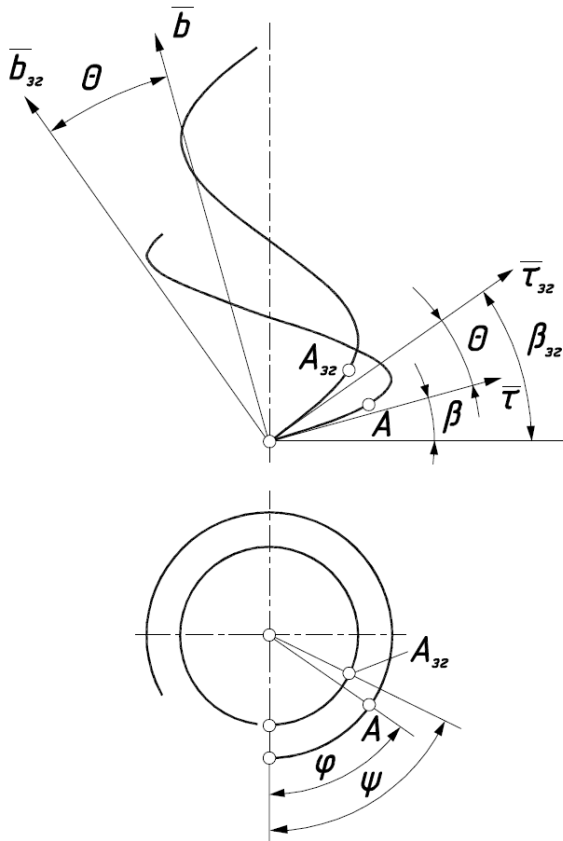


Рис. 1. Вихідна ($p=1$) і деформована ($p=2$) гвинтові лінії, побудовані за рівняннями (8) при $a=2$, $\beta=\pi/10$.

Fig. 1. The original ($p = 1$) and deformed ($p = 2$) screw lines constructed by equations (8) at $a = 2$, $\beta=\pi/10$.

Для того, щоб орти супровідних тригранників обох кривих при $s=0$ стали паралельними, достатньо повернути систему координат, в якій описана деформована гвинтова лінія, на кут θ навколо спільної головної нормалі, яка збігається із однією із осей нерухомої системи координат. Однак вимогу паралельності ортів обох тригранників потрібно забезпечити при довільному значенні $s=s_0$. Нехай цьому значенні дуги на кривих відповідають точки A і A_{32} . Для повороту деформованої гвинтової лінії таким чином, щоб орти супровідного тригранник в точці A_{32} і в точці A були паралельними, необхідно враховувати кути φ і ψ (рис. 1). Задача полягає в перетворенні координат таким чином, щоб точки A і A_{32} обох кривих збігалися, а також збігалися їх супровідні тригранники. Для розв'язання цієї задачі скористаємося поворотом системи координат, в якій описана деформована гвинтова лінія, за допомогою трьох кутів Ейлера з наступним її паралельним перенесенням. Кутом нутації є кут θ (9). Знайдемо вирази для кутів прецесії ψ і власного обертання φ . Вони показують відхилення точки на колі – горизонтальній проекції гвинтової лінії – від початкового значення до поточного у кутовому вимірі. Ці кути закладені у рівняннях гвинтових ліній (8) і (3):

$$\psi = \frac{\cos^2 \beta}{a \cos p\beta} s; \quad \varphi = -\frac{\cos \beta}{a} s. \quad (10)$$

Слід мати на увазі, що кути (10) визначаються для конкретних точок гвинтових ліній при заданому значенні параметра $s=s_0$. Крім того, кут φ потрібно брати із знаком «мінус», оскільки для суміщення точок A і A_{32} поворот потрібно здійснювати на різницю кутів ψ і φ (рис. 1, горизонтальна проекція).

Запишемо рівняння торса-гелікоїда, для якого гвинтова лінія (8) є ребром звороту. За допомогою кутів Ейлера ми будемо повертати отриманий торс до потрібного положення. Знайдемо вирази прямого одиничного вектора прямолінійної твірної торса, яка є дотичною до гвинтової лінії (8). Для цього знаходимо похідні рівнянь (8), які і є напрямними косинусами:

$$\begin{aligned} x' &= -\cos p\beta \sin \frac{\cos^2 \beta}{a \cos p\beta} s; \\ y' &= \cos p\beta \cos \frac{\cos^2 \beta}{a \cos p\beta} s; \\ z' &= \sin p\beta. \end{aligned} \quad (11)$$

Із врахуванням (11) запишемо параметричні рівняння торса-гелікоїда, для якого гвинтова лінія (8) є ребром звороту:

$$\begin{aligned} X &= \frac{a \cos^2 p\beta}{\cos^2 \beta} \cos \frac{\cos^2 \beta}{a \cos p\beta} s - \\ &\quad - u \cos p\beta \sin \frac{\cos^2 \beta}{a \cos p\beta} s; \\ Y &= \frac{a \cos^2 p\beta}{\cos^2 \beta} \sin \frac{\cos^2 \beta}{a \cos p\beta} s + \\ &\quad + u \cos p\beta \cos \frac{\cos^2 \beta}{a \cos p\beta} s; \end{aligned} \quad (12)$$

$$Z = s \sin p\beta + u \sin p\beta,$$

де u – довжина прямолінійної твірної торса-гелікоїда – друга незалежна змінна поверхні.

Щоб переконатися, що рівняння (12) описують однопараметричну множину торсів-гелікоїдів, яка є згинаннями вихідної поверхні, потрібно знайти першу квадратичну форму поверхні (12). Частинні похідні рівнянь (12) запишуться:

$$\begin{aligned} \frac{\partial X}{\partial s} &= -\cos p\beta \sin \frac{\cos^2 \beta}{a \cos p\beta} s - \\ &\quad - u \frac{\cos^2 \beta}{a} \cos \frac{\cos^2 \beta}{a \cos p\beta} s; \\ \frac{\partial Y}{\partial s} &= \cos p\beta \cos \frac{\cos^2 \beta}{a \cos p\beta} s - \\ &\quad - u \frac{\cos^2 \beta}{a} \sin \frac{\cos^2 \beta}{a \cos p\beta} s; \\ \frac{\partial Z}{\partial s} &= \sin p\beta; \\ \frac{\partial X}{\partial u} &= -\cos p\beta \sin \frac{\cos^2 \beta}{a \cos p\beta} s; \\ \frac{\partial Y}{\partial u} &= \cos p\beta \cos \frac{\cos^2 \beta}{a \cos p\beta} s; \\ \frac{\partial Z}{\partial u} &= \sin p\beta. \end{aligned} \quad (13)$$

Знаходимо коефіцієнти першої квадратичної форми:

$$G = \left(\frac{\partial X}{\partial s} \right)^2 + \left(\frac{\partial Y}{\partial s} \right)^2 + \left(\frac{\partial Z}{\partial s} \right)^2 = 1 + \frac{u^2}{8a^2} (3 + 4 \cos 2\beta + \cos 4\beta); \quad (14)$$

$$F = \frac{\partial X}{\partial s} \cdot \frac{\partial X}{\partial u} + \frac{\partial Y}{\partial s} \cdot \frac{\partial Y}{\partial u} + \frac{\partial Z}{\partial s} \cdot \frac{\partial Z}{\partial u} = 1;$$

$$E = \left(\frac{\partial X}{\partial u} \right)^2 + \left(\frac{\partial Y}{\partial u} \right)^2 + \left(\frac{\partial Z}{\partial u} \right)^2 = 1.$$

Перша квадратична форма торса-гелікоїда (12) запишеться:

$$ds^2 = \left(1 + \frac{u^2}{8a^2} (3 + 4 \cos 2\beta + \cos 4\beta) \right) ds^2 + 2ds \cdot du + du^2. \quad (15)$$

До виразу першої квадратичної форми (15) не входить постійна p , яка впливає на кут підйому гвинтової лінії – ребра звороту торса-гелікоїда. Від її значення залежить форма поверхні, але не залежить її перша квадратична форма. Це означає, що рівняння (12) є параметричними рівняннями неперервного згинання торса-гелікоїда. При $p=1$ рівняння (12) опишуть вихідну поверхню із заданим кутом β підйому гвинтової лінії – ребра звороту, а при $p=0$ – його розгортку. При інших значеннях $p=0...1$ ми отримаємо проміжні поверхні торса-гелікоїда при його згинанні від розгортки до вихідної поверхні.

Для повороту торса-гелікоїда (12) потрібно мати вирази напрямних косинусів повернутої системи координат по відношенню до вихідної. Вони визначаються за відомими формулами через кути Ейлера:

$$l_x = \cos \psi \cos \varphi - \cos \theta \sin \psi \sin \varphi;$$

$$l_y = -\cos \psi \sin \varphi - \cos \theta \sin \psi \cos \varphi;$$

$$l_z = \sin \theta \sin \psi;$$

$$m_x = \sin \psi \cos \varphi + \cos \theta \cos \psi \sin \varphi; \quad (16)$$

$$m_y = -\sin \psi \sin \varphi + \cos \theta \cos \psi \cos \varphi;$$

$$m_z = -\sin \theta \cos \psi;$$

$$n_x = \sin \theta \sin \varphi;$$

$$n_y = \sin \theta \cos \varphi;$$

$$n_z = \cos \theta.$$

Параметричні рівняння повернутого торса-гелікоїда запишуться:

$$X_n = Xl_x + Ym_x + Zn_x;$$

$$Y_n = Xl_y + Ym_y + Zn_y; \quad (17)$$

$$Z_n = Xl_z + Ym_z + Zn_z,$$

де $X=X(s, u)$, $Y=Y(s, u)$, $Z=Z(s, u)$ – параметричні рівняння торса-гелікоїда (12) до повороту.

Якщо у рівняннях (12) прийняти $p=1$, то отримаємо вихідну поверхню. Відповідно рівняння (17) теж дадуть вихідну поверхню, оскільки за отриманими кутами Ейлера при $p=1$ повороту не відбудеться. При $u=0$ рівняння (17) опишуть гвинтову лінію – ребро звороту торса-гелікоїда. При конкретному значенні $s=s_0$ на гвинтовій лінії буде

виділено точку A . При $p=1$ точка належатиме ребру звороту вихідної поверхні, а при $p \neq 1$ точка A_{32} належатиме повернутому ребру звороту зігнутого торса. Ці точки не збігаються. Для того, щоб торси торкалися вздовж спільної прямолінійної твірної, необхідно зробити паралельне перенесення зігнутого торса на певні відрізки x_0, y_0, z_0 вздовж осей вихідного торса. Вказані відрізки знаходимо, як різницю відповідних координат за формулами (17) при $u=0$ і $s=s_0$, причому для вихідної гвинтової лінії при $p=1$, а для деформованої і повернутої гвинтової лінії – при прийнятому значенні $p \neq 1$. Після цього параметричні рівняння (17) остаточно запишуться:

$$X_n = Xl_x + Ym_x + Zn_x + x_0;$$

$$Y_n = Xl_y + Ym_y + Zn_y + y_0; \quad (18)$$

$$Z_n = Xl_z + Ym_z + Zn_z + z_0.$$

За допомогою параметричних рівнянь (18) описується як вихідний торс (при $p=1$), так і його згинання (при прийнятому значенню $p \neq 1$). Обидва торси будуть торкатися один одного по спільній прямолінійній твірній, яка виходить із спільної точки дотику обох гвинтових ліній. Ця точка знаходиться на вихідній гвинтовій лінії при заданому значенні координати $s=s_0$. При іншому значенні s_0 торкання торсів відбудеться вздовж іншої твірної вихідного торса. Таким чином, розроблений алгоритм може служити для створення анімаційного ролика обкочування повернутого торса-гелікоїда по нерухомому вихідному.

Продемонструємо розроблений алгоритм поетапно. Конструювання вихідної гвинтової лінії будемо здійснювати при $a=2$, $\beta=\pi/6$. Для деформованої лінії приймемо $p=0,5$, тобто її кут підйому рівний $\beta_{32}=\pi/12$. Точки A і A_{32} візьмемо на лініях при $s_0=10$. На рис. 2 гвинтові лінії побудовані із спільною віссю, якою є вісь OZ , а на рис. 3 – після повороту деформованої гвинтової лінії за допомогою кутів Ейлера.

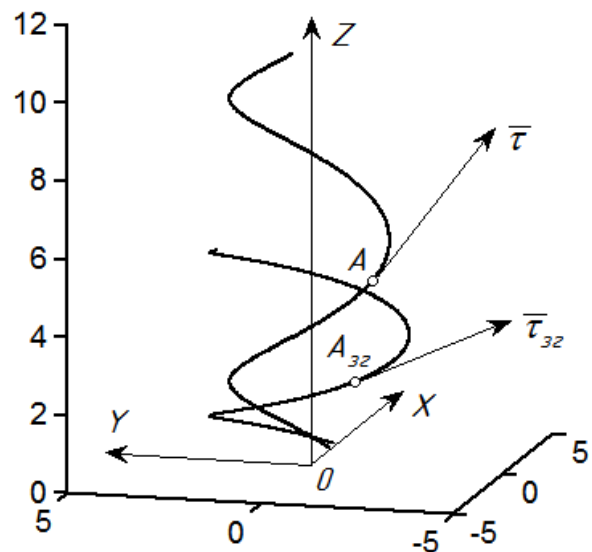


Рис. 2. Вихідна і деформована гвинтові лінії із спільною віссю.

Fig. 2. The original and deformed screw lines with common axis.

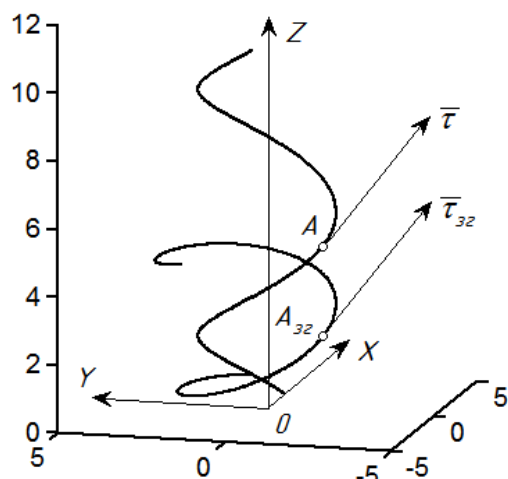


Рис. 3. Вихідна і деформована гвинтові лінії після повороту другої на кути Ейлера.

Fig. 3. The original and deformed screw lines after turning the second on the angles of Euler.

На рис. 4 показано наступний етап – паралельне перенесення деформованої кривої вздовж осей координат до суміщення точок A і A_{32} .

Вісь деформованої гвинтової лінії зображена штрих-пунктирною лінією. Орти дотичних супровідних тригранників в спільній точці кривих $A \equiv A_{32}$ збігаються.

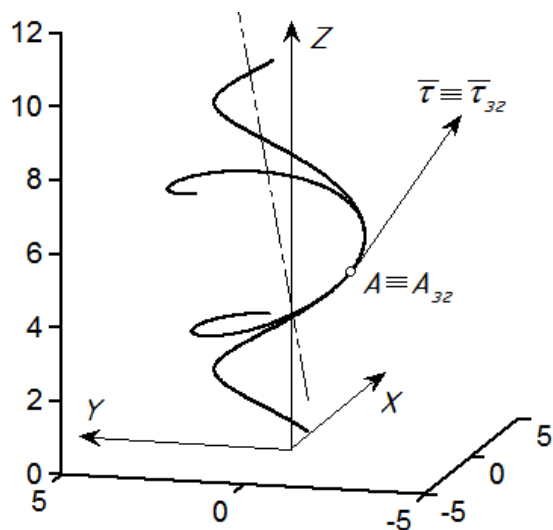


Рис. 4. Вихідна і деформована гвинтові лінії після суміщення точок A і A_{32} .

Fig. 4. The original and deformed helical lines after the superimposing of points A and A_{32} .

Будемо по іншому деформувати вихідну гвинтову лінію.

Задамо $p=0$.

Це означає, що кут підйому деформованої гвинтової лінії $\beta_{32}=0$.

В цьому випадку гвинтова лінія перетворюється в коло (рис. 5).

Для поверхні торса-гелікоїда це коло буде ребром звороту на розгортці.

Отже при $p=0$ по вихідному торсу буде обкочуватися його розгортка.

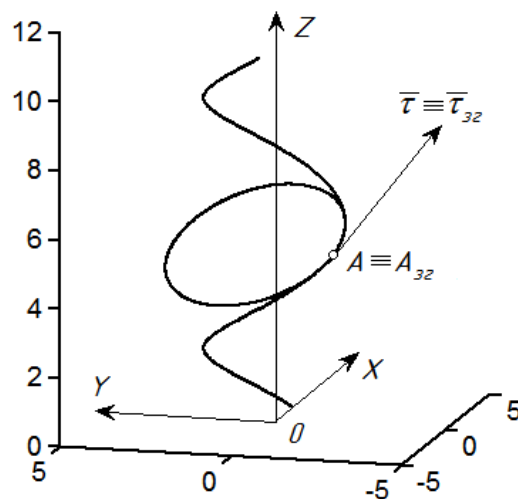


Рис. 5. Випадок, коли деформована гвинтова лінія перетворюється в коло.

Fig. 5. The case where a deformed screw line is converted into a circle.

Як уже зазначалося, при $p=1$ вихідна і деформована криві повністю збігаються. Якщо ж задати $p=-1$, то деформованою кривою буде гвинтова лінія із протилежним знаком скруту. Вона розташована на циліндрі такого ж радіуса, як і вихідна крива (рис. 6). Після повороту деформованої гвинтової лінії між осями гвинтових ліній утворюється певний кут. До повороту осі ліній збігаються, а між ортами дотичних і бінормалей існує кут θ (рис. 1), який є різницею кутів β і β_{32} . Після суміщення ортів цей кут утвориться між осями гвинтових ліній. Кут між осями гвинтових ліній, зображених на рис. 4, буде рівним $\pi/6 - \pi/12 = \pi/12$.

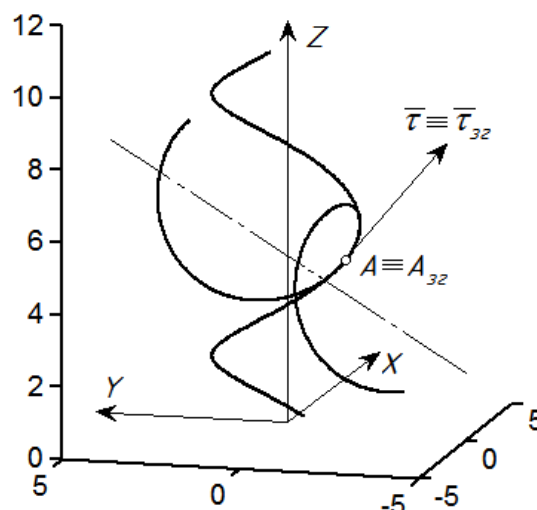


Рис. 6. Вихідна і деформована гвинтові лінії розташовані на циліндрах рівних радіусів і мають протилежний скрут.

Fig. 6. The original and deformed screw lines are located on cylinders of equal radii and have opposite torsion.

При від'ємних значеннях параметра p , якому відповідає деформована гвинтова лінія з протилежним значенням скруту по відношенню до

вихідної кривої, кут θ (9) між осями ліній буде визначатися не різницею, а сумою кутів β і β_{32} . і матиме від'ємне значення. Наприклад, кут між осями гвинтових ліній, зображених на рис. 6, буде рівним $\theta = -1,5 \cdot \beta = \pi/4$. Значення параметра $p=0$ є граничним при переході від додатного до від'ємного скруту.

На рис. 7 побудовано два торси-гелікоїди, які відповідають ребрам звороту, зображених на рис. 4. Вони торкаються один одного вздовж спільної прямолинійної твірної. Таке кочення називається внутрішнім за аналогією із коченням конусів із суміщеними вершинами, коли один конус знаходиться всередині іншого і обидва вони знаходяться по одну сторону від дотичної площини вздовж спільної лінії контакту. При $p=0$ відбувається кочення розгортки по торсу-гелікоїду. Розташування ребер звороту для цього випадку показано на рис. 5. Коли параметр p набуває від'ємного значення, починається зовнішнє перекочування торсів-гелікоїдів один по одному. Ділянки торсів в околі спільної лінії контакту знаходяться по різні сторони від дотичної площини, що проходить через цю лінію. Розташування ребер звороту для цього випадку показано на рис. 6.

Із рис. 7 видно, що поверхні мають лінію взаємного перетину. Отже кочення фізичних моделей торсів-гелікоїдів в даному випадку може відбуватися частково за обмеження їх відсіків. Це стосується кочення за участі розгортки, а також при зовнішньому коченні.

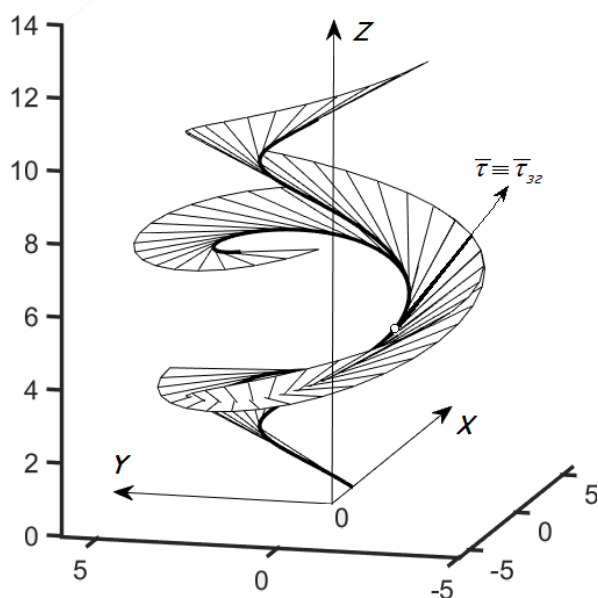


Рис. 7. Внутрішнє обкочування торсів-гелікоїдів.
Fig. 7. Internal rolling of developable helicoids.

Є ще один випадок переходу від внутрішнього до зовнішнього перекочування. Оскільки $\beta_{32} = p \cdot \beta$, то можна задати таке значення параметра p , для якого $\beta_{32} = \pi/2$, тобто прямолинійні твірні зігнутого торса стають вертикальними, а радіус циліндра, на якому розташоване його ребро звороту згідно формули (7) $a_{32} = 0$. Це означає, що торс вироджується у пряму лінію. Отже, виродження торса у пряму лінію відбувається при $p = \pi/(2\beta)$. Згідно наведених

викладок, прямий кут між осями може бути для зовнішнього обкочування. Наприклад, осі торсів гелікоїдів будуть взаємно перпендикулярними при $\beta = \pi/6$ і $p = -2$, що показано в проєкціях на рис. 8.

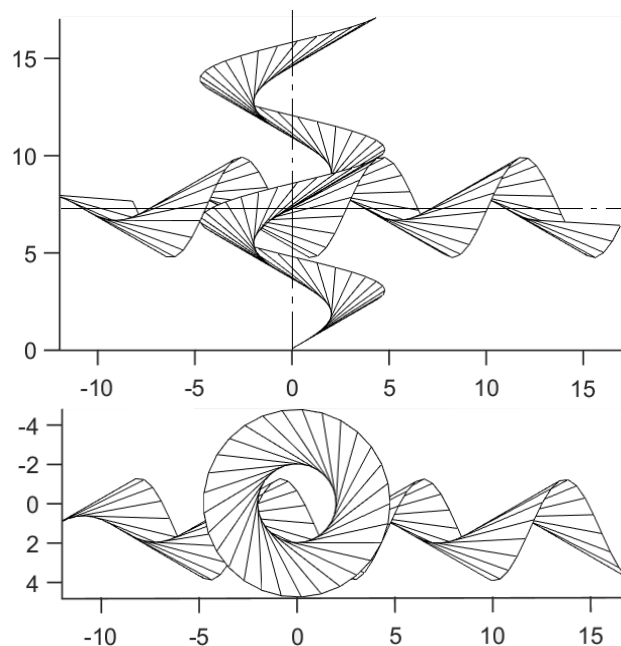


Рис. 8. Зовнішнє обкочування торсів-гелікоїдів із взаємно перпендикулярними осями..

Fig. 8. Exterior rolling of developable helicoids with mutually perpendicular axes.

При заданій довжині прямолинійних твірних ($u=0 \dots 4$) у торсів відсутня лінія взаємного перетину, тобто вони обкочуються один по одному без перешкод. На рис. 9 вони зображені в аксонометрії, причому спільна лінія дотику показана потовщеною лінією.

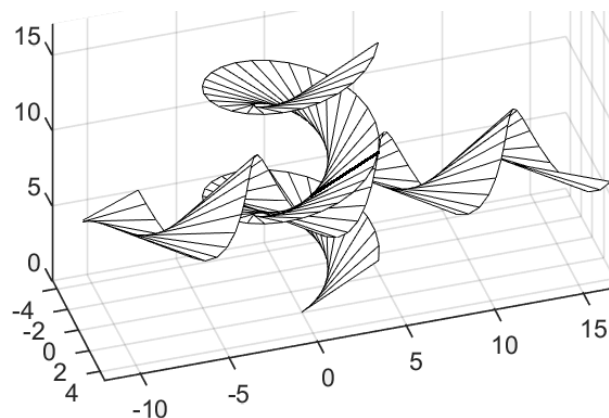


Рис. 9. Торси-гелікоїди із взаємно перпендикулярними осями в аксонометрії.

Fig. 9. Developable helicoids with mutually perpendicular axes in axonometric projection.

У зображених торсів-гелікоїдів ребра звороту розташовані на циліндрах різного діаметру, тому їх осі є мимобіжними. При $\beta = \pi/4$ і $p = -1$ осі торсів-гелікоїдів теж будуть перпендикулярними і будуть перетинатися, оскільки діаметри циліндрів, на яких вони розташовані, будуть рівними.

На рис. 10 зображено торси, у яких довжина прямолінійної твірної змінюється в межах $u=3\dots 6$, тобто ребро звороту, яке не показане, знаходиться за межами відсіків поверхонь. Потовщеними лініями показані лінії контакту поверхонь: одна в початковому положенні при $s_0=0$ і друга – після повороту зігнутого гелікоїда навколо вихідної поверхні із вертикальною віссю на півтора оберту.

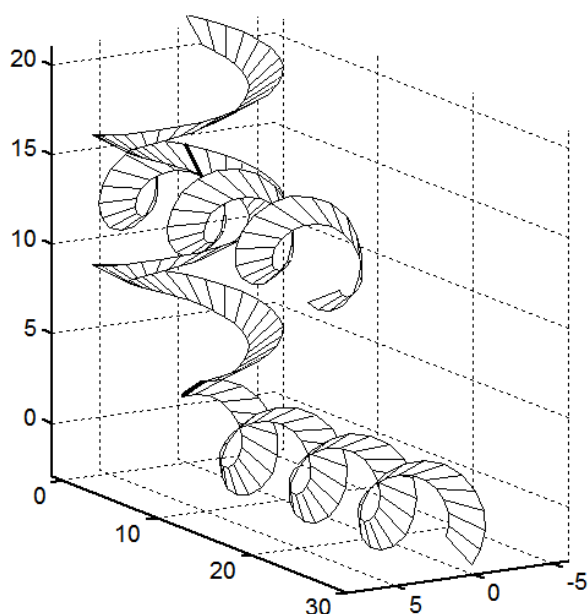


Рис. 10. Два положення торса-гелікоїда із горизонтальною віссю, який обкочується по торсу-гелікоїду із вертикальною віссю.

Fig. 10. Two positions of developable helicoid with horizontal axis which is rolling along developable helicoid with vertical axis.

При обкочуванні одного торса-гелікоїда по іншому кут і відстань між їх мимобіжними осями залишаються сталими. Це означає, що обкочування можна замінити обертальним рухом обох торсів-гелікоїдів навколо своїх нерухомих осей. Для того, щоб лінія контакту між ними зберігалася, потрібно одночасно здійснювати поступальний рух торсів-гелікоїдів вздовж своїх осей із швидкістю, яка відповідає кроку ребра звороту кожної поверхні. Таким чином, для забезпечення контакту обидва торси-гелікоїди повинні здійснювати гвинтові рухи вздовж своїх нерухомих осей.

Висновки

1. Торси-гелікоїди можуть обкочуватися один по одному, якщо вони є згинаннями однієї і тієї ж поверхні включно із розгорткою. Для фізичних моделей відсіки поверхонь повинні бути обмеженими для уникнення взаємного перешкоджання перекочуванню.

2. Перекочування може бути як внутрішнє, так і зовнішнє. Кут і відстань між мимобіжними осями торсів-гелікоїдів під час перекочування залишаються сталими. Це дозволяє замінити перекочування однієї

поверхні по іншій гвинтовими рухами торсів-гелікоїдів вздовж своїх осей.

Список літератури

1. Шуликовский В. И. Классическая дифференциальная геометрия в тензорном изложении. Москва. Физматгиз, 2013. 540 с.
2. Мартиросов А. Л. О качении развертываемых поверхностей друг по другу. Прикл. геометрия и инж. графика. 2017. Вып. 23. С. 64-67.
3. Обухова В. С. Качение отсеков торсов по своему изгибанию. Прикл. геометрия и инж. графика. 2016. Вып. 41. С. 12 – 14.
4. Выгодский М. Я. Дифференциальная геометрия. Москва. ГИТТЛ, 2009. 512 с.

References

1. Shulikovsky V. I. (2013). Classical differential geometry in tensor exposition. Moscow: Fizmatgiz, 540.
2. Martirosov A. L. (2017). About the rolling of developable surfaces to each other. Applied geometry and engineering Graphics, Vol. 23, 64-67.
3. Obukhova V. S., Pylypaka S. F. (2016). Rolling of compartments of developable surfaces on their bendings. Applied geometry and engineering Graphics, Vol. 41, 12-14.
4. Vygodsky M. Ya. (2009). Differential geometry. Moscow: GITTL, 512.

КАЧЕНИЕ РАЗВЕРТЫВАЮЩЕГОСЯ ГЕЛИКОИДА ПО СВОЕМУ ИЗГИБАНИЮ

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

Аннотация. Тема качения поверхностей одна по другой в научной литературе не получила широкого освещения. Детально изученным является качения поверхностей вращения, которые используются для передачи вращательного движения между скрещающимися и пересекающимися осями. При проектировании зубчатых зацеплений для передачи крутящего момента рассматриваются как развертывающиеся, так и неразвертывающиеся поверхности в роли аксоидов. Общеизвестными поверхностями для передачи крутящего момента между пересекающимися осями есть конусы с совмещенным вершинами. Если вершины конусов удалены в бесконечность, тогда образующие поверхностей становятся параллельными, то есть конусы превращаются в цилиндры с параллельными осями. Как в конусов, так и в цилиндров общей линией соприкосновения является прямолинейная образующая обеих поверхностей. При передаче крутящего момента между скрещающимися осями аксоидами являются однополостные гиперboloиды вращения с общей прямолинейной образующей касания. Они являются неразвертывающимися линейчатыми поверхностями. Между качением развертывающихся и неразвертывающихся

поверхностей одна по другой есть существенное отличие. Для пар конусов и цилиндров перекатывание происходит без скольжения, а для неразвертывающихся поверхностей гиперboloидов - со скольжением вдоль общей линии касания. Однако это не означает, что неразвертывающиеся линейчатые поверхности не могут перекатываться одна по другой без скольжения.

Из теории поверхностей известно, что поверхность может перекатываться без скольжения по своему изгибанию. Если изгибание исходной линейчатой поверхности происходит с сохранением прямолинейных образующих, то перекатывание исходной и изогнутой поверхностей происходит без скольжения с линией контакта вдоль общей образующей поверхности независимо от того, развертывающиеся они или неразвертывающиеся. Управлять изгибанием развертывающейся поверхности можно путем деформации ее ребра возврата. Такая деформация происходит изменением его кручения с сохранением кривизны в функции длины дуги. Для развертывающегося геликоида (торса-геликоида) ребром возврата является винтовая линия. Изменением ее кручения можно получить другую винтовую линию с другим углом ее подъема. Этим двум винтовым линиям соответствуют два развертывающихся геликоида, каждый из которых можно получить изгибанием другого. Оба геликоида имеют общую развертку. Для качения геликоидов один по другому их необходимо совместить так, чтобы линией контакта была общая прямолинейная образующая обеих поверхностей. Это означает, что в соответствующих точках ребер возврата с равными значениями длин дуг сопровождающие трехгранники обеих кривых должны совпадать. Для обеспечения контакта обеих поверхностей вдоль общей прямолинейной образующей в статье осуществлен поворот одной из них с помощью углов Эйлера и параллельный перенос. По полученным уравнениям построены поверхности с общей линией контакта.

Ключевые слова: развертывающийся геликоид, изгибание, качение поверхностей, ребро возврата, поворот, параллельный перенос.

ROLLING OF A DEVELOPABLE HELICOID ALONG ITS BENDING

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

Abstract. The topic of rolling surfaces one by one in the scientific literature has not received wide coverage. The rolling surfaces of rotation, which are used to transmit rotational motion between skew and crossed axes, are studied in detail. When designing gears for torque transmission, both developable and nondevelopable surface surfaces are considered as axoids. Well-known surfaces for transmitting torque between crossed axes are cones with combined vertices. If the vertices of the cones are removed to infinity, then the surface generators become parallel, that is, the cones turn into cylinders with parallel axes. Both in the cones and in the cylinders, the common line of contact is the rectilinear generatrix of both surfaces. When transmitting torque

between the crossed axes, the axoids are single-cavity hyperboloids of rotation with a common rectilinear tangent generatrix. They are nondevelopable ruled surfaces. There is a significant difference between the rolling of developable and nondevelopable surfaces one after the other. For pairs of cones and cylinders, rolling occurs without sliding, and for nondevelopable surfaces of hyperboloids, sliding occurs along a common line of contact. However, this does not mean that nondevelopable ruled surfaces cannot roll one over another without sliding.

It is known from surface theory that a surface can roll without sliding along its bend. If the bending of the initial ruled surface occurs with the preservation of rectilinear generators, then the rolling of the initial and bended surfaces occurs without sliding with the contact line along the common generatrix surface, regardless of whether they are developable or nondevelopable. You can control the bending of a developable surface by deforming its edge of regression. Such a deformation occurs by changing its torsion while maintaining curvature as a function of the length of the arc. For a developable helicoid, the edge of regression is a screw line. By changing its torsion, you can get another screw line with a different angle of its rise. These two screw lines correspond to two developable helicoids, each of which can be obtained by bending the other. Both helicoids have a common involute. To roll the helicoids one by one, they must be combined so that the contact line is the common rectilinear generatrix of both surfaces. This means that at the corresponding points of the edges of regression with equal values of the lengths of the arcs, the accompanying trihedral of both curves must coincide. To ensure contact of both surfaces along a common rectilinear generatrix, one of them was rotated using Euler angles and parallel transfer. Surfaces with a common contact line are constructed using the obtained equations.

Key words: developable helicoid, bending, rolling of surfaces, edge of regression, rotation, parallel transfer.

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

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

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

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

УДК 631.17; 633.1

ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНО-РЕЖИМНИХ ПАРАМЕТРІВ НА ФОРМУВАННЯ ПОВІТРЯНОГО ПОТОКУ ОБЧІСУВАЛЬНІ ЖНИВАРКИ

О. В. Козаченко¹, А. М. Пахучий², О. М. Шкрегаль¹

¹Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, Україна.

²Харківський національний аграрний університет імені В. В. Докучаєва, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

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

Історія статті: отримано – жовтень 2019, акцептовано – січень 2020.

Бібл. 15, рис. 5., табл. 2.

Анотація. При розробці жниварок для збирання сільськогосподарських культур методом обчисування рослин на корені важливим завданням є вибір та обґрунтування конструктивно-режимних параметрів, що зумовлює підвищення якості виконання технологічного процесу збирання врожаю у сучасних технологіях виробництва. Проведеними теоретичними дослідженнями встановлено, що на протікання технологічного процесу двобарабанної жниварки обчисувального типу суттєвий вплив має повітряний потік, який утворюється при роботі в її області бітером-відбивачем та обчисувальним барабаном. Дослідження течії повітря в області двобарабанного пристрою проводилося з використанням програмного пакету STAR-CCM+, який реалізовано на основі методу кінцевих елементів. При цьому використовувалися адаптивні регулярні розрахункові сітки із змінним розміром комірки. Базовий розмір комірки прийнятий 0,001 м. В якості моделі сітки було обрано генератор призматичного шару, генератор багатограних комірок та генератор поверхневої сітки. Чисельним моделюванням аеродинамічних процесів в жниварці обчисувального типу встановлено розподіл швидкостей потоку повітря в її області, визначено залежності максимальної швидкості повітряного потоку від частоти обертання бітера-відбивача і обчисувального барабану, положення повітряної сітки та апроксимована форма кожуха, для якої отримані раціональні конструктивно-режимні параметри жниварки, що зумовлюють підвищення якості протікання технологічного процесу. За результатами виконаних теоретичних досліджень встановлено можливість спрямованого регулювання процесів в області жниварок обчисувального типу шляхом обґрунтування їх раціональних параметрів щодо створення ефективних технічних засобів для збирання сільськогосподарських культур методом обчисування рослин на корені.

Ключові слова: жниварка обчисувального типу, бітер-відбивач, обчисувальний барабан, повітряний потік, конструктивно-режимні параметри.

Постановка проблеми

Сучасні технології збирання врожаю сільськогосподарських культур передбачають перехід від класичного комбайнового збирання зернових та інших культур до найбільш перспективної технології, що передбачає обчисування рослин на корені із застосуванням одно- та двобарабаних жниварок обчисувального типу. Ефективність реалізації такого підходу до збирання врожаю полягає у зменшенні енергоємності процесу збирання за рахунок зниження навантаження на молотильно-сепарувальні системи зернозбиральних комбайнів, підвищення якісних показників збирання, продуктивності технічних засобів тощо [1–3].

Сучасний стан розвитку технічних засобів для збирання сільськогосподарських культур методом обчисування рослин на корені, з урахуванням наукового супроводження означеного напрямку галузевого машинобудування, вказує на ефективність застосування продукції провідних фірм-виробників одно та двобарабаних конструкцій жниварок обчисувального типу [4–6].

Суттєвий вплив на якість протікання технологічного процесу має утворення бітером-відбивачем та обчисувальним барабаном жниварки повітряного потоку, який є змінним за напрямом та величиною в її області. Правильне формування повітряного потоку в області жниварки обчисувального типу може бути передумовою підвищення її ефективності у застосованій технології збирання сільськогосподарських культур.

Враховуючи суттєвий вплив на процес обчисування рослин на корені повітряного потоку, що утворюється в області жниварки, актуальними слід вважати дослідження, які спрямовані на подальше удосконалення і створення нових ефективних технічних засобів для збирання сільськогосподарських культур з високими показниками ефективності шляхом обґрунтування раціональних конструктивно-режимних параметрів обчисувальних пристроїв.

Аналіз останніх досліджень

Дослідженнями процесу збирання зернових та інших культур за означеним методом встановлено суттєвий вплив на якісні показники роботи технічних засобів конструктивно-режимних параметрів та параметрів супутніх процесів, до яких, в першу чергу, слід віднести утворення повітряного потоку робочими органами жниварок [7–10]. Дослідженнями [7] встановлено, що на величину втрат зерна при збиранні впливають положення і частота обертання обчисувального барабану, поступальна швидкість машини і швидкість повітряного потоку, значення якого на вході повинно бути не менше 5 м/с та поступово зменшуватися на виході в зоні інтегрального шнека жнивarki. Авторами встановлено, що зазор між барабаном і кожухом пристрою повинен бути в межах від 0,09 до 0,11 м. При цьому слід відмітити, що рекомендовані авторами значення цього показника відрізняються від результатів, отриманих в роботі [8], де рекомендована відстань між барабаном і кожухом в передній частині при значенні радіусу обчисувального барабану 0,35 м складає 0,14 м. При цьому, за результатами дослідження зроблено висновок про доцільність застосування всмоктуючого повітряного потоку, що утворюється обчисувальним барабаном жнивarki, і позитивно впливає на якість протікання технологічного процесу. Доцільність урахування та формування повітряного потоку в області обчисувальної жнивarki, що зумовлює можливість керування процесом доведено дослідженнями [9, 10].

На думку авторів [9], для підвищення ефективності роботи жнивarki необхідно забезпечувати створення режиму руху компонентів вороху з урахуванням їх парусності. В роботі стверджується, що доцільним є режим, коли значення середньої швидкості компонентів обчисаного вороху буде більшим швидкості витання зерна. При цьому, в розробленій в [9] математичній моделі процесу обчисування зернових культур показано, що швидкість повітряного потоку, який утворюється барабаном, входить у рівняння руху зерна по обчисувальному зубцю барабана та транспортуючому каналу жнивarki. Для врахування впливу швидкості повітряного потоку на рух зерна необхідно знати його чисельне значення і напрям, що вивчалось в [10]. Авторами встановлено, що в процесі транспортування обчисаного вороху відбувається його часткова сегрегація. Однією з причин цього явища може бути процес розшарування повітряного потоку, що виявлено в [11].

Підвищення ефективності роботи жниварок обчисувального типу можливо за рахунок введення в конструкцію додаткового бітера-відбивача [12]. Такий підхід дозволив зменшити втрати зерна до 1,0 %. Авторами встановлено, що форма передньої стінки кожуха залежить від радіуса барабана, положення її нижньої кромки і кута падіння зерна на цю поверхню. При цьому, рух зерна по внутрішній поверхні кожуха, для якої отримана її кривина і яка забезпечує зменшення величини втрат, розглянуто без врахування впливу повітряного потоку утворюваного

в області жнивarki. В розвиток вирішення проблеми підвищення якісних показників роботи двобарабанного обчисувального пристрою в [13] отримано оптимальні значення діаметра бітера-відбивача $d = 0,38$ м і частота його обертання $\omega = 86,9$ с⁻¹, що зумовило зменшення втрат зерна з 3,3% до 1,6%. При цьому, автором також не враховано при моделюванні процесу вплив утворюваного в області обчисувальної жнивarki повітряного потоку.

Тому є підстави вважати, що недостатня вивченість впливу повітряного потоку в області жнивarki обчисувального типу на якість процесу збирання рослин методом їх обчисування на корені, обумовлює необхідність проведення подальших досліджень у цьому напрямку.

Мета досліджень

Метою роботи є чисельне моделювання аеродинамічних процесів в області двобарабанної жнивarki обчисувального типу. Це дасть можливість створення більш ефективних технічних засобів збирання методом обчисування рослин на корені.

Результати досліджень

Для досягнення поставленої мети вирішувалися наступні задачі:

- визначити швидкісний режим переміщення повітря в області жнивarki обчисувального типу;
- обґрунтувати геометричну форму кожуха, розмір і розміщення повітряної сітки в залежності від режимних параметрів бітера-відбивача і обчисувального барабану;

Для визначення векторного поля швидкостей в області жнивarki розглянемо процес руху повітря для плоскої задачі чисельного моделювання в координатах ХОУ. Розрахункова схема жнивarki обчисувального типу представлена на рисунку 1.

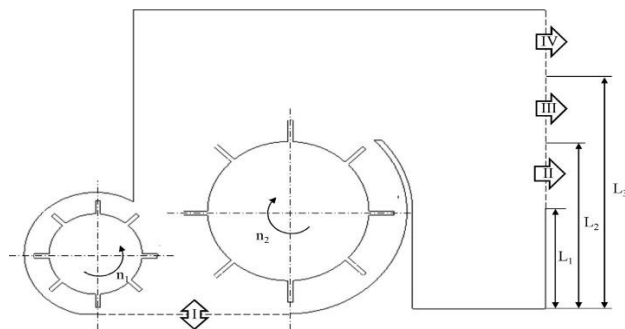


Рис. 1. Розрахункова схема жнивarki обчисувального типу.

Fig. 1. Calculation scheme of the combing type reaper

Розрахунок режимів течії повітря в області жнивarki обчисувального типу виконувалися при наступних граничних умовах:

- границі представляють собою жорсткі стінки, які не проникні для потоку повітря. При цьому швидкість повітря на їх поверхні дорівнює 0 м/с.

- зона границі I є прозорою із заданим постійним атмосферним тиском.

- зони границь II–IV можуть бути прозорими із заданим постійним атмосферним тиском або жорсткими стінками в залежності від досліджуваного варіанту чисельного дослідження.

Бітер-відбивач обертається проти годинникової стрілки з частотою n_1 , а обчисувач барабан – із частотою обертання n_2 (рис. 1).

Дослідження течії повітря проводилося з використанням програмного пакету STAR-CCM+, який реалізовано на основі методу кінцевих елементів [14]. При цьому використовувалися адаптивні регулярні розрахункові сітки із змінним розміром комірки. Базовий розмір комірки прийнятий 0,001 м. В якості моделі сітки було обрано генератор призматичного шару, генератор багатограних комірок та генератор поверхневої сітки. Через те, що

результати чисельного моделювання течії реального газу Ван-дер-Ваальса (повітря) істотно залежать від використовуваної моделі турбулентності, вибору розрахункової сітки, числа її вузлів, граничних умов і обчислювального алгоритму, тому було проведено верифікацію, яка забезпечила збіжність результатів. В якості фізичних моделей для чисельного моделювання були обрані наступні: k-ε модель турбулентності сполученої течії, поле сили тяжіння, модель реального газу Ван-дер-Ваальса, осереднене по Рейнольдсу рівняння Нов'є-Стокса [15,16].

Для чисельного моделювання процесу переміщення повітря в області жниварки обчисувального типу були прийняті конструктивно-режимні параметри двобарабанної жниварки [4]. За фактори чисельного моделювання були прийняті наступні конструктивно-режимні параметри: частота обертання бітера-відбивача n_1 , частота обертання обчисувального барабана n_2 і положення прозорої зони границь L. Межі варіювання досліджуваних факторів представлені в таблиці 1.

Таблиця 1. Рівні варіацій факторами чисельного моделювання.

Table 1. Levels of variation by numerical modeling factors.

Рівні варіацій факторів	Фактори		
	Частота обертання бітера-відбивача n_1 , об/хв	Частота обертання обчисувального барабана n_2 , об/хв	Положення прозорої зони границі L, м
Верхній рівень (+)	800	800	0,35
Основний рівень (0)	600	600	0,60
Нижній рівень (–)	400	400	0,85
Інтервал варіацій факторів	200	200	0,25

Чисельне моделювання було проведено за повним факторним дослідом із загальною кількістю дослідів – $3^3 = 27$. За результатами моделювання було отримано візуалізацію розподілу швидкостей потоку повітря в області жниварки (рис. 2).

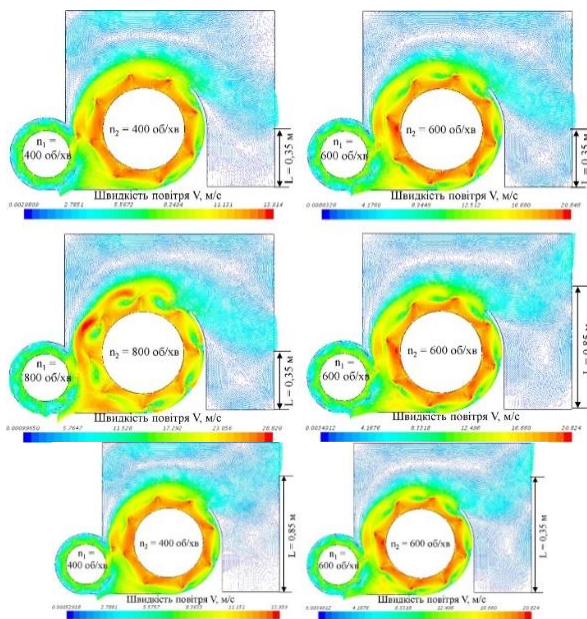


Рис. 2. Візуалізація розподілу швидкостей потоку повітря в області жниварки очісувального типу.

Fig. 2. Visualization of the distribution of air flow velocities in the harvesting area of the combing type.

Для кожного варіанту чисельного дослідження було розраховано максимальну швидкість повітря та з використанням програмного пакету Wolfram Mathematica проведено апроксимацію отриманих даних, в результаті якої встановлено залежність від факторів досліджень у закодованому вигляді:

$$V_{\max} = 21,1293 + 0,0677778x_1 - 0,017778x_1^2 + 1,72333x_2 + 0,1375x_1x_2 + 1,21222x_2^2 + 6,42111x_3 - 0,2125x_1x_3 - 1,8025x_2x_3 + 0,845556x_3. \quad (1)$$

Проведена статистична обробка отриманого рівняння (1) представлена в таблиці 2, аналіз результатів якої дозволяє скоротити незначущі коефіцієнти в рівнянні (1) і представити його у вигляді:

$$V_{\max} = 21,1293 + 1,72333x_2 + 1,21222x_2^2 + 6,42111x_3 - 0,2125x_1x_3 - 1,8025x_2x_3 + 0,845556x_3. \quad (2)$$

Після перетворення рівняння (2) у розкодований вигляд остаточно маємо:

$$V_{\max} = -2,53657 + 2,55L - 0,0007125n_1 + 0,0000303056n_1^2 + 0,0363264n_2 - 0,00425Ln_2 - 0,0000450625n_1n_2 + 0,0000211389n_2^2. \quad (3)$$

Таблиця 2. Статистична обробка рівняння (1).

Table 2. Statistical processing of equation (1).

Коефіцієнт	Стандартна похибка	t-Критерій Стюдента	Ймовірність помилки при відхиленні
a_{00}	0,636742	33,1834	$6,75942 \cdot 10^{-17}$
a_{10}	0,294754	0,229947	0,820877
a_{20}	0,294754	5,84668	0,0000194275
a_{30}	0,294754	21,7846	$7,37049 \cdot 10^{-14}$
a_{12}	0,360999	0,380888	0,708004
a_{13}	0,360999	-0,588645	0,56384
a_{23}	0,360999	-4,99309	0,000111173
a_{11}	0,510529	-0,0348223	0,972627
a_{22}	0,510529	2,37444	0,0296162
a_{33}	0,510529	1,65623	0,116015

Фіксуючи по чергові фактори досліджень на заданому рівні побудовані на рисунку 3 графічні інтерпретації залежності (3).

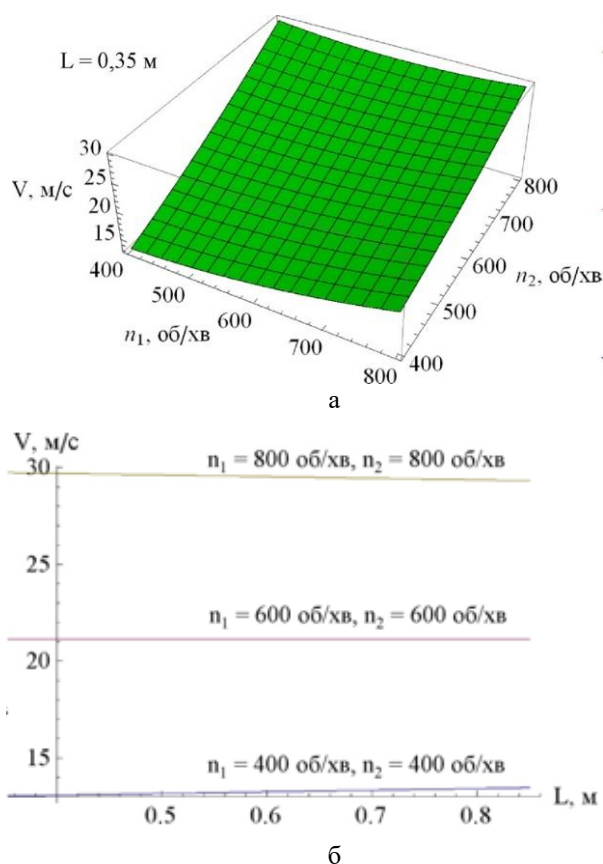


Рис. 3. Залежність максимальної швидкості повітря від факторів досліджень.

Fig. 3. Dependence of maximum air velocity on research factors.

Як видно з рисунку 3, із збільшенням частоти обертання ротора-відбивача n_1 і обчисувального барабану n_2 збільшується і максимальна швидкість повітря в області жнивarki $V_{\max}$ за параболічним законом. В свою чергу положення прозорі зони границь L практично не впливає на значення максимальної швидкості повітря $V_{\max}$, а згідно рисунку 3б, можна констатувати, що вона характеризує тільки його напрям.

Накладаючи одержані за результатами моделювання рисунки розподілу швидкостей потоку повітря в області жнивarki обчисувального типу в діапазоні від 0 м/с до 2 м/с чітко видно граничну зону де спостерігається швидкість, яка дорівнює 0 м/с (рис. 4).

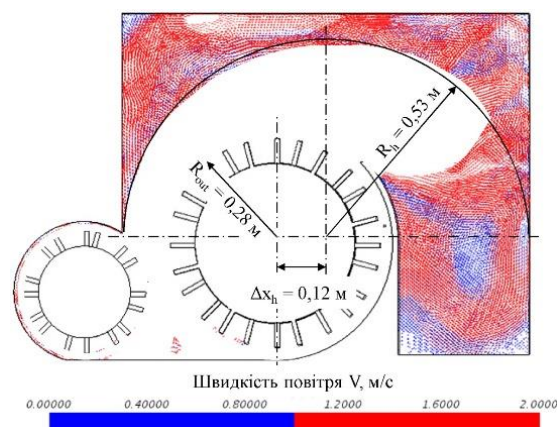


Рис. 4. Гранична зона нульової швидкості повітря в області жнивarki обчисувального типу.

Fig. 4. Boundary zone of zero air velocity in the area of the combing type reaper.

Апроксимуючи граничну зону нульової швидкості повітря в області жнивarki у вигляді півкола із радіусом $R_h = 0,53$ м і центром $y_h = y_c = 0,28$ м і $x_h = x_c + \Delta x_h = 0,64$ м маємо її раціональну форму кожуха.

З використанням програмного пакету STAR-CCM+ було побудовано розподіл швидкостей утворюваного повітряного потоку в області жнивarki із отриманою формою кожуха, візуалізація якого представлено на рисунку 5.

Таким чином, за результатами чисельного моделювання аеродинамічних процесів жнивarki обчисувального типу встановлено розподіл швидкостей потоку повітря в її області, визначено залежність максимальної швидкості повітря $V_{\max}$ від частоти обертання бітера-відбивача n_1 і обчисувального барабану n_2 , та положення прозорі зони границь L . Апроксимована форма кожуха жнивarki у вигляді півкола із радіусом $R_h = 0,53$ м і центром $y_h = y_c = 0,28$ м і $x_h = x_c + \Delta x_h = 0,64$ м.

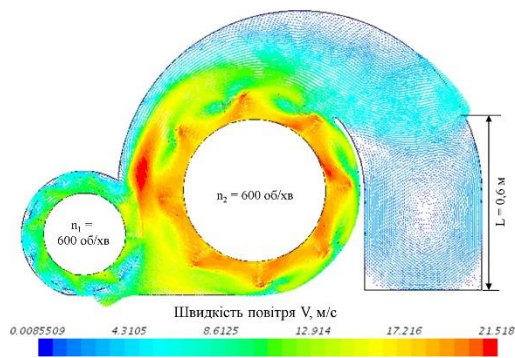


Рис. 5. Візуалізація розподілу швидкостей потоку повітря в області жниварки обчислюючого типу із криволінійною формою кожуха жатки.

Fig. 5. Visualization of the distribution of air flow velocities in the area of the combiner-type harvester with a curvilinear header shape.

Аналіз рисунка 5 вказує на те, що максимальна швидкість повітряного потоку спостерігаються в зоні обчисування рослин між бітером-відбивачем та обчисувальним барабаном і зменшується в напрямку розташування інтегрального шнека жниварки. Це зумовлює ефективне переміщення компонентів обчисаного вороху та сепарацію по ширині повітряного каналу жниварки в залежності від їх фізико-механічних властивостей та дозволяє обґрунтовано обирати положення прозорої зони границі L.

Висновки

1. Проведеними дослідженнями встановлено вплив конструктивно-режимних параметрів жниварки обчисувального типу на утворення повітряного потоку та максимальну швидкість руху повітря в її області, що залежить від частоти обертання бітера-відбивача та обчисувального барабану жниварки.

2. Визначена раціональна форма кожуха жниварки обчисувального типу у вигляді півкола із радіусом $R_h = 0,53$ м і центром $y_h = y_c = 0,28$ м і $x_h = x_c + \Delta x_h = 0,64$ м, що зумовлює якісне протікання технологічного процесу та дозволяє обґрунтовано обирати положення прозорої зони границі L.

Список літератури

1. *Погорель Л. В.* Прогноз развития технологий и техники для уборки зерновых культур на первую четверть XXI века. Перспективные технологии уборки зерновых культур, риса и семян трав: сб. док. междунар. науч.-технич. конф. Мелитополь: ТГАТА, 2003. С. 17–21.
2. *Сысолин П. В.* Проблемы и перспективы внедрения в Украине технологии уборки зерновых колосовых культур методом очесывания колосков. Техника АПК. 2008. № 5. С. 24–29.
3. *Леженкин А. Н.* Технология уборки зерновых методом очеса растений на корню: состояние и перспективы. Дослідницькое. 2010. С. 40–44.

4. *Електронний ресурс / режим доступу:* http://ukragroserv.com.ua/каталог/очесывающая_жатка.

5. *Електронний ресурс/ режим доступу:* http://www.shelbourne.com/3/products/1/harvesting/31_stripper%20header/32_cvs.

6. *Електронний ресурс/ режим доступу:* <http://penzmash.ru/root/1504-2>.

7. *Yuan, J.* Development of an Improved Cereal Stripping Harvester. Agricultural Engineering International: the CIGRE journal. Manuscript PM 07 009. Vol. IX. September, 2007. Режим доступа: <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.504.7187&rep=rep1&type=pdf>.

8. *Машиков А. М.* Изучение воздушного потока однобарабанного очесывающего устройства МОН-4-1 для обмолота зерновых культур на корню. Южный филиал Национального университета биоресурсов и природопользования Украины «Крымский агротехнологический университет». Киев, 2011. № 138. С. 153–160.

9. *Бурьянов А. И.* Моделирование процесса очеса зерновых культур однобарабанной жаткой. Механизация и электрификация сельского хозяйства, 2012. № 4. С. 2–5.

10. *Бурьянов М. А.* Формирование воздушного потока в транспортирующем канале очесывающего устройства. Научный журнал КубГАУ, №96 (02), 2014.

11. *Фусточенко А. Ю.* Исследование воздушного потока, создаваемого барабаном очесывающей жатки. Сельскохозяйственные машины и технологии. Москва, 2014. №1. С. 23–25.

12. *Машиков О. М.* Обґрунтування параметрів бітера-відбивача обчисувального пристрою для обмолоту зерновых культур на корені. Автореф. канд. техн. наук: 05.05.11, Луганськ, 2002. 18 с.

13. *Iguchi Manabu, Ilegbusi Olusegun J.* Basic Transport Phenomena in Materials Engineering. Springer. 2014. 260 p.

14. *Bai C., Gosman A. D.* Development of methodology for spray impingement simulation. SAE Technical Paper Series. 2005. 21 p.

15. *Wallin S.* Engineering turbulence modeling for CFD with a focus on explicit algebraic Reynolds stress models. Doctoral thesis. Norstedts truckeri, Stockholm, Sweden. 2000. 124 p.

References

1. *Pogorelyj L. V.* (2003). Forecast of the development of technologies and techniques for grain harvesting for the first quarter of the 21st century. L. V. Pogorelyj, S. N. Koval. Perspektivnye tehnologii uborki zernovykh kultur, risa i semyan trav: sb. dok. mezhdunar. nauch.-tehnich. konf. Melitopol: TGATA, 17–21.
2. *Sysolin P. V.* (2008). Problems and prospects of introduction of grain harvesting technologies in Ukraine by grain combing method. P. V. Sysolin, I. Ivanenko. APC Technique. № 5. 24–29.
3. *Lezhenkin A. N.* (2010). Technology of harvesting

grain by the method of combing the plants on the root: state and prospects. A. N. Lezhenkin, V. I. Kravchuk, A. S. Kushnarev. *Doslidnickoe*. 40–44.

4. Elektronnyj resurs / rezhim dostupa: http://ukragroser.com.ua/katalog/ochesyvayushaya_zhatka.

5. Elektronnyj resurs / rezhim dostupa: http://www.shelbourne.com/3/products/1/harvesting/31_stripper%20header/32_cvs.

6. Elektronnyj resurs / rezhim dostupa: <http://penzmash.ru/root/1504-2>.

7. Yuan, J. (2007). Development of an Improved Cereal Stripping Harvester. J. Yuan, Y. Lan. *Agricultural Engineering International: the CIGRE journal*. Manuscript PM 07 009. Vol. IX. September, Rezhim dostupa: <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.504.7187&rep=rep1&type=pdf>.

8. Mashkov A. M. (2011). Study of the air flow of a single-drum combiner MON-4-1 for threshing of cereals on the root. Southern branch of the National University of Bioresources and Environmental Management of Ukraine "Crimean Agrotechnological University". Kyiv, № 138. 153–160.

9. Buryanov A. I. (2012). Modeling of the grain combing process with a single drum header. A. I. Buryanov, M. A. Buryanov. *Mechanization and Electrification of Agriculture*, № 4. 2–5.

10. Buryanov M. A. (2014). The formation of air flow in the conveying channel of the combustion device. M. A. Buryanov, I. V. Chervyakov. *Scientific Journal KubGAU*, №96 (02).

11. Fustochenko A. Yu. (2014). Investigation of the airflow created by the combing reaper drum. *Agricultural machines and technologies*. Moscow, №1. 23–25.

12. Mashkov O. M. (2002). Substantiation of parameters of the biter-reflector of the computing device for threshing of cereals on the root. Author's abstract Cand. tech. Sciences: 05.05.11, Lugansk, 18.

13. Iguchi Manabu, Ilegbusi Olusegun J. (2014). *Basic Transport Phenomena in Materials Engineering*. Springer. 260.

14. Bai C., Gosman A. D. (2005). Development of methodology for spray impingement simulation. *SAE Technical Paper Series*. 2005. 21.

15. Wallin S. (2000). Engineering turbulence modeling for CFD with a focus on explicit algebraic Reynolds stress models. Doctoral thesis. Norstedts truckeri, Stockholm, Sweden. 124.

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНО-РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ФОРМИРОВАНИЕ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА ОЧЕСЫВАЮЩЕЙ ЖАТКИ

А. В. Козаченко, А. М. Пахучий, А. Н. Шкрегаль

Аннотация. При разработке жаток для уборки сельскохозяйственных культур методом очесывания растений на корню важной задачей является выбор и обоснование конструктивно-режимных параметров. Проведенными теоретическими исследованиями установлено влияние конструктивно-технологических параметров жатки очесывающего типа на качество протекания процесса в ее области при уборке льна

масличного прямым комбайнированием. Доказано, что на протекание процесса существенное влияние имеет воздушный поток, образующийся при работе битем-отражателем и очесывающего барабана жатки. Исследование течения воздуха проводилось с использованием программного пакета STAR-CCM +, который реализован на основе метода конечных элементов. При этом использовались адаптивные регулярные расчетные сетки с переменным размером ячейки. Базовый размер ячейки принят 0,001 м. В качестве модели сетки был избран генератор призматического слоя, генератор многогранных ячеек и генератор поверхностной сетки. Численным моделированием аэродинамических процессов в жатке очесывающего типа установлено распределение скоростей потока воздуха в ее области, определены зависимости максимальной скорости воздушного потока от частоты вращения битем-отражателя и очесывающего барабана, положение воздушной сетки и аппроксимирована форма кожуха, для которой получены рациональные конструктивно-технологические параметры жатки, обуславливающие повышение качества протекания технологического процесса. По результатам выполненных теоретических исследований установлена возможность направленного регулирования процессов в области жаток очесывающего типа путем обоснования их рациональных параметров по созданию эффективных технических средств для уборки сельскохозяйственных культур.

Ключевые слова: жатка очесывающего типа, очесывающий барабан, битем-отражатель, очесывающий барабан, воздушный поток, конструктивно-режимные параметры.

INFLUENCE OF CONSTRUCTIVE-MODE PARAMETERS ON FORMATION OF AIR FLOW OF HARVESTER HEADER

O. V. Kozachenko, A. M. Pakhuchiy, O. M. Shkregal

Abstract. When developing reapers for harvesting crops by combing plants on the vine, an important task is the selection and justification of structural-operational parameters. Conducted theoretical studies have established the influence of the structural and technological parameters of the stripping type header on the quality of the process in its area when harvesting oil flax by direct combining. It is proved that the air flow generated during the operation of the reflector beater and the combing drum of the header has a significant effect on the process. The air flow was studied using the STAR-CCM + software package, which is implemented on the basis of the finite element method. In this case, adaptive regular computational grids with a variable cell size were used. The base cell size was taken to be 0.001 m. A prismatic layer generator, a polyhedral cell generator, and a surface mesh generator were chosen as the mesh model. By numerical modeling of aerodynamic processes in a stripping type header, the distribution of air flow rates in its area is established, the dependences of the maximum air flow rate on the rotational speed of the beater-reflector and stripping drum, the position of the air mesh and the shape of the casing are approximated, for which rational

structural and technological parameters of the header are obtained causing an improvement in the quality of the process. Based on the results of theoretical studies, the possibility of directional regulation of processes in the field of harvesting type reapers by substantiating their rational parameters for creating effective technical means for harvesting crops was established.

Key words: comb-type header, stripper, beater-reflector, airflow, structural and operational parameters.

О. В. Козаченко ORCID 0000-0001-5139-6138.

А. М. Пахучий ORCID 0000-0002-7371-5264.

О. М. Шкрегаль ORCID 0000-0002-5552-9679.

UDK 693.546

RESEARCH WORKING PROCESS SORTING OF MATERIALS AND DYNAMIC PARAMETERS OF VIBRATION SCREEN

B. V. Matsiuk, S. V. Orischenko

Kyiv National University of Construction and Architecture. Ukraine.

Speciality of article: 133 – industry engineering.

Corresponding authors: matsiuk@gmail.com

Article history: Received – October 2019, Accepted – January 2020.

Bibl. 21, fig. 12, tabl. 0.

Abstract. Reasonable preconditions and assumptions in the study of the working process of sorting construction material are selected model of the system "vibration damping roller - sorting material", which adequately reflects the actual sorting process. The influence factors of the process of material sorting are studied: granulometric composition and grain shape of the fraction, density and moisture content of the raw material, thickness of the material layer on the screen, the speed of the grains on the screen. As for the sieve, the following factors were: the sorting mode and its parameters - the amplitude and frequency of oscillations, the angle of inclination of the box, the shape and size of the holes of the sieve, the size of the surface of the sorting and the mode of operation of the sieve, which implements these parameters. It has been found that increasing the length increases the probability of passing particles through the screen, increasing the efficiency of the sorting. The working process of material sorting with successive movement of material particles in the field of harmonic and subsequently and shock-vibrational action is investigated. The evaluation of the sorting process and the parameters of this process are determined. It is proved that the use of common harmonic and shock modes of motion is effective. It is this hypothesis that is the basis of this study. The reliability of the direction is due to the fact that, when implementing the vibration damping mode of sorting, the force effect on the material particles is significantly increased. As a result, the possibility of self-cleaning of those openings in which material particles are stuck and the increase of efficiency and productivity of the sieve is realized. The design scheme is developed and the equations of the joint motion of the studied system are obtained. The solution of the equations is determined by dimensionless parameters, which serve as criteria for evaluation of the vibration shock mode of sorting. The determined changes in boundaries of dimensionless parameters that reflect the steady-state operation of a shock-vibration sieve, implementing an efficient sorting process in a mode that is close to resonant. A map of stability was provided and the vibration shock mode was provided at the main resonance. Experimental researches of efficiency of realization of joint vibration and shock mode of sorting on the newly created installation are

carried out. Comparison of the parameters obtained by theoretical and experimental paths confirmed the reliability of the assumptions and assumptions adopted in the study. The algorithm of calculation of the "sieve - material" system is developed, the construction of a vibration damping crane is proposed, the novelty of which is confirmed by a patent for a utility model.

Key words: research, working, process, sorting, material, parameter, vibration screen.

Introduction

The sieves are widely used in construction, mining, chemical and other industries [1, 3-10]. A typical constructive scheme of the sieve is a mobile box, with a flat working surface installed in it as a screen or a bolter with openings [2, 3].

Generator of the motion of a box, as a rule, can be a mechanical [2] or an electromagnetic drive [6], generating external forces, which are the source of the sieve fluctuations. Most vibrating sieve operate in regression mode. Resonance modes are energetically most effective, however, practically not realized due to their low stability in linear resonance.

This is due to narrow amplitude-frequency characteristic in the resonance zone, since even small changes in the load on the sieve result in it from the resonance mode and, as a result, to a sharp change in the working process parameters set by the technology. In addition to well-known studies on the direction of oscillation with the circular [1] or directed [2] movement of the working body of the sieve, the use of common harmonic and shock modes of motion deserves attention. It is this hypothesis that is the basis of this study of the mechanics of the process of sorting the construction materials on sieves.

Such choice of direction is conditioned by the fact that, when implementing the vibration shock mode of the sorting, the force effect on the material particles is significantly increased. As a result, the possibility of self-cleaning of those openings in which material particles are stuck and, as a consequence, increases the efficiency and productivity of the sieve.

Formulation of problem

Thus, the problem is the development of a mathematical model of "sieve-material" which adequately reflects the real process of sorting and movement of the system as a whole, as well as the development of constructive solutions of the sieve with the implementation of the joint vibration and shock mode of sorting.

Analysis of recent research results

In the mathematical description of the motion of the sieve, different approaches are used [1, 3, 12], which is the result of the huge number of constructive solutions of the sieves and their parameters [1-3, 7-10]. This is explained by the obvious fact of the emerging complexity of the process of taking into account the mass of the material in calculating the parameters of the sieve [3], the presence of such a phenomenon as the "debris" of screen sieve openings [2], determination of true productivity [16]. This approach forced researchers and designers to use empirical dependencies for a long time to determine the parameters of the sieve [2], derived from the processing the results of experimental studies. The reliability of such dependencies is valid only in the framework of the parameters and design characteristics of the working process used in the experiments to sorting, use of one or another material, with one or another granulometric composition. With the development of the theory of separation processes in the mining and processing industry [1], the development and creation of new designs of sieve in the construction industry [3, 16, 17, 18], there has been a tendency in the development of new calculation models. These models describe the process of sorting on the basis of deterministic and predictive representations and to a certain extent reflect the real picture of the motion of sieve mechanics. One of the directions of the search for a model of adequate representation of the real sorting process is the methods of computer modeling of physical and technological processes based on the concept of discrete representation of a material - the method of particle dynamics (molecular dynamics) and the method of discrete elements [1, 2]. The method of discrete elements is considered as a justification of the method of finite elements. In the simulation of the sorting process, this method defines the initial positions and velocities of the particles, and then calculates the forces acting on each particle. The resulting force value is the source information for the next calculation. Such calculations are carried out throughout the whole process of the sorting process. An example of such a simulation is the graph (Fig. 1) obtained in [19].

In work [19] a package of simulation of the dynamics of motion and mechanical interaction of a large number of particles of the friable medium is proposed, taking into account the interaction with the moving elements of the Bulk Flow Analyst TM classification equipment.

However, a large variety of physical properties, granulometric composition, humidity and other characteristics of the material to be sorted is not taken into account in the quoted works [19] and does not solve the

problem of creating a generally accepted mathematical model of "rumbling material".

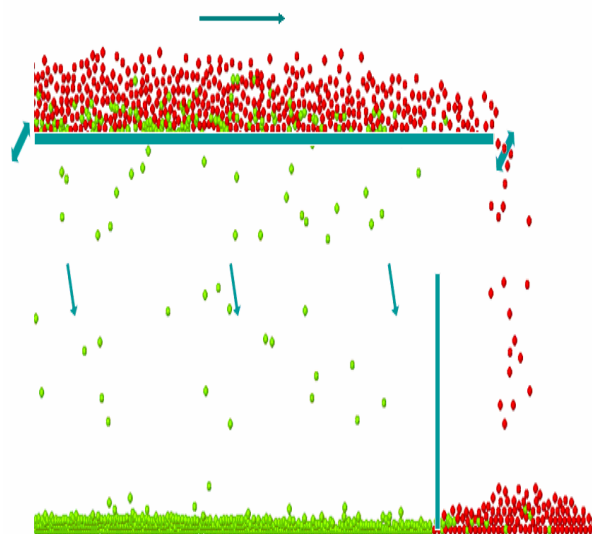


Fig. 1. The simulation painting of a steady sorting mode.

This conclusion is also confirmed by the fact that, besides the above-mentioned characteristics, the size of the screen cell affects the course of the process.

Even the shape of a hole with a round or square gives a significant difference in obtaining the desired product with a given fraction composition.

It is also possible to change the amplitude and frequency of oscillations, which leads to an increase or decrease in the number of contact grains with the surface of the screen.

This can lead to a change in the conditions of self-cleaning the screen from grains that are stuck in the openings, resulting in a change in the efficiency and effectiveness of sifting.

Also, the geometric sizes of the screen significantly affect such indicators as performance, efficiency of sorting, allocation of fine fractions from the source material.

For example, in [20] (Fig. 2), it is noted that increasing the length of the screen increases the probability of passage of material particles through its openings, increasing, mainly, efficiency and only slightly increasing productivity.

According to the author of the work, during the sort there are three characteristic areas of material passing, the formation of which depends on the velocity of particles passing: "In the first region (Fig. 3, I), the smallest the passage rate of the material due to the significant amount of material on the screen and insufficient segregation observed.

In the second region (Fig. 3, II) there is a monolayer of particles and the speed of their passage is maximal.

However, the close placement of particles does not allow them to bounce of the screen. In the third region (Fig. 3, III), the sorting process is characterized by the absence of a monolayer, which leads to a small velocity of the flow of particles through a screen, since they have a disordered motion and the surface of the screen is not used completely" - the end of the quote.

It is worth noting that such a division into zones is arbitrary, since the process of formation of so-called "areas" is largely determined not only by the parameters of the crash, but also by the parameters of the feeder and does not fully disclose the essence of the process.

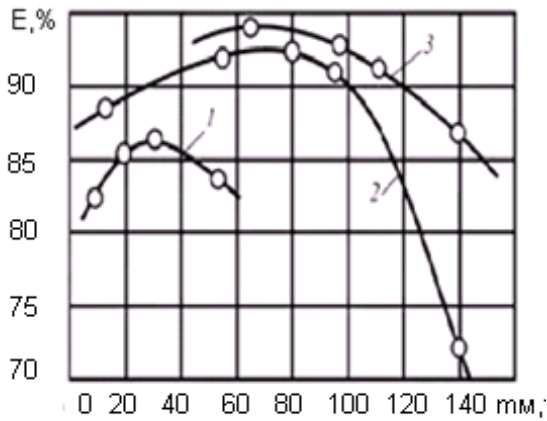


Fig. 2. The dependence of the efficiency of sifting E on the feed material on the sieve m_m at a different length and constant width of the screen: 1, 2, 3 – the length of the screen, respectively, 800, 1600 and 2400 mm. the complexity of the sorting process on the sieve, attention is drawn to the work [21] (Fig. 3).

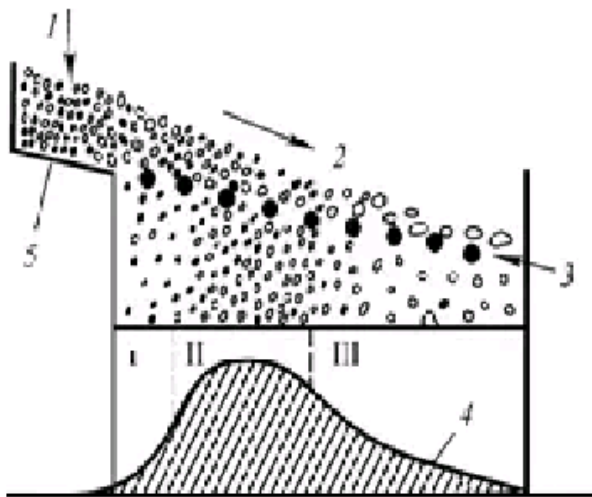


Fig. 3. Areas sorting: 1 – material, 2 – the direction of its movement, 3 – screen, 4 – ready product, 5 – the tray.

Purpose of research

The order of study the working process of material sorting, we shall consider the progressive movement of the material particle in the field of harmonic and subsequently and shock-vibration for the purpose of evaluation of the process and for the analysis of the working process of the material sorting.

Results of research

Without taking into account the influence of the neighboring grains and the inequalities of the screen, the

motion of the grains with the diameter d (Fig. 4) in a screen with the size of the hole D under the action of the velocity v and gravitational forces can be expressed by the equations:

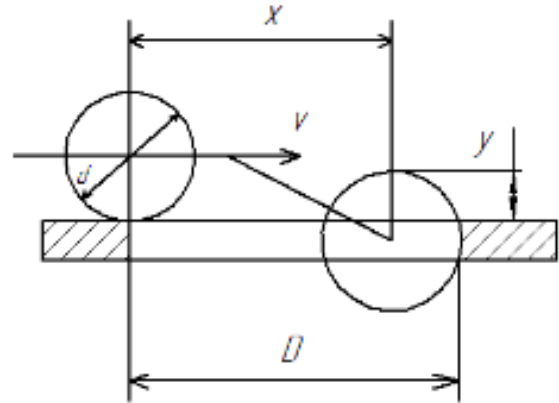


Fig. 4. Scheme of grains of the material on a screen.

$$y = \frac{gt^2}{2}; x = vt. \quad (1)$$

Since $y = \frac{d}{2}$, $x = D - \frac{d}{2}$, then, solving the equation (1), we determine the relative velocity of the grains movement by screen:

$$v = \left(D - \frac{d}{2}\right) \sqrt{\frac{g}{d}}. \quad (2)$$

In order for the grain to move along the screen, it needs to provide an acceleration that develops the force of inertia that exceeds the forces of resistance. In vibrating sieve with directional oscillations, the working surface carries out harmonic oscillations with the amplitude X_0 and the frequency ω by law

$$x = X_0 \sin \omega t. \quad (3)$$

The direction of oscillation forms the angle (Fig. 5):

$$\beta < \frac{\pi}{2}.$$

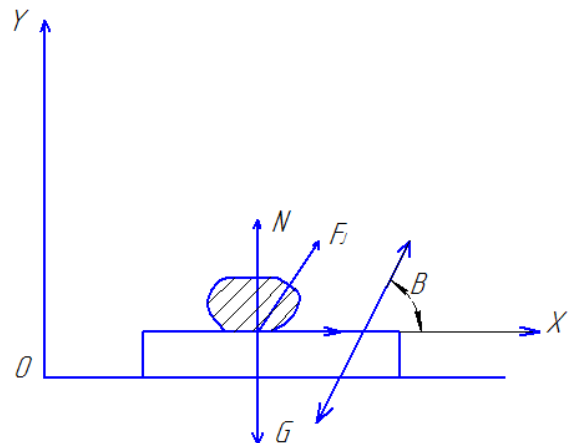


Fig. 5. Pattern of motion a material particle on horizontal surface.

To determine the motion of the vibrating mass m acting on the plane to mass forces (gravity G , friction F_r and normal reaction N) should be added inertia F_i equal to the product of mass m to accelerate the plane $\ddot{x} = -X_0\omega^2 \sin \omega t$ and directed by Angle β to the horizontal.

Then the equation of the relative motion of the mass m of projections on the axes XOY , related to the vibrating surface will look like this:

$$m\ddot{x} = mX_0\omega^2 \cos \beta \sin \omega t + F_m; \quad (4)$$

$$m\ddot{y} = mX_0\omega^2 \sin \beta \sin \omega t - mg + N,$$

where: F_r – friction, associated with movement of particles in the plane ($y = 0$) of the normal reaction N ratio:

$$F_m = -fN, \ddot{x} > 0; \quad F = +fN, \ddot{x} < 0, \quad (5)$$

where: f – coefficient of friction sliding..

In this case, the normal reaction can be determined from the second equation (2.4):

$$N = N(t) = mg - mX_0\omega^2 \sin \beta \sin \omega t. \quad (6)$$

Moving the material forward in the plane ($x > 0$) is provided on condition:

$$mX_0\omega^2 \cos \beta \sin \omega t \geq F_m. \quad (7)$$

Taking into account frictional forces F_r and normal reaction we have:

$$mX_0\omega^2 \cos \beta \sin \omega t \geq mgf - mX_0\omega^2 \sin \beta \sin \omega t \sin \beta f, \quad (8)$$

where we determine the angular velocity necessary to move the material forward in a screen:

$$\omega = \sqrt{\frac{gf}{x_0 \cos \beta \sin \omega t (1 + f)}}. \quad (9)$$

It is likely that the minimum values of the angular velocity correspond to the position of the vibrational debalance, in which $\omega t = \frac{\pi}{2}$. Then the angular velocity:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{gf}{x_0 \cos \beta (1 + f)}}. \quad (10)$$

To clean the screen from stuck grains and to better separate the material, it is necessary to throw the material over the screen. The flight conditions of particles over a plane follow from equations (4) with

$$F_m = N = 0: \quad m\ddot{x} = mX_0\omega^2 \cos \beta \sin \omega t; \\ m\ddot{y} = mX_0\omega^2 \sin \beta \sin \omega t - mg. \quad (11)$$

Hence the conditions for pouring particles over the screen:

$$\frac{x_0\omega^2 \sin \beta \sin \omega t}{g} \geq 1. \quad (12)$$

Minimum angular velocity required to allow particles to pass over the screen.

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{x_0 \sin \beta}}. \quad (13)$$

In inertial sieve with circular oscillations, the direction of inertia is determined by the angle of rotation $\psi = \omega t$ unbalances, and the total value of the inertia force per revolution of the unbalance is zero. Therefore, the surface of the sieve should be sloping so that the additional force $Q = G \sin \alpha$ (Fig. 6).

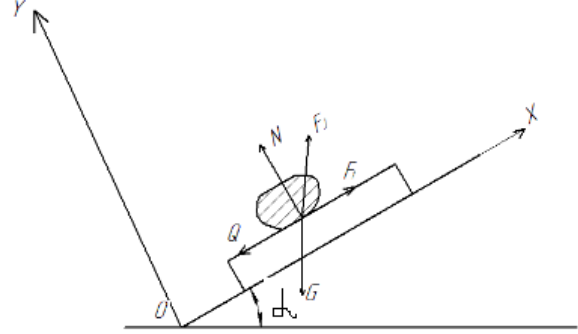


Fig. 6. Scheme of motion of particles on a sloping vibrating surface.

The equation of relative motion of particles in this case will look

$$m\ddot{x} = mX_0\omega^2 \cos \beta \sin \omega t + Q \pm fmg;$$

$$m\ddot{y} = mX_0\omega^2 \sin \beta \sin \omega t - G \cos \alpha + N. \quad (14)$$

For the right part of the first equation (14) the expression for slip friction is already substitute: the upper sign corresponds to sliding forward ($\dot{x} > 0$), and the lower one – to slip backward ($\dot{x} < 0$).

The material down the screen will move if the sum of the force Q and the inertia force p exceeds the resistance forces. In this case, the force Q promotes the movement of particles down the screen and prevents their movement in the opposite direction.

The minimum angular velocity required to move the material over the screen and which corresponds to $\varphi = \omega t = 0$, are determined from the condition of equation (15):

$$\omega = \sqrt{\frac{g(f - \sin \alpha)}{x_0}}. \quad (15)$$

The maximum thrusting force will be provided with $\varphi = \omega t = \frac{\pi}{2}$. Consequently, the minimum angular velocity required for particles to pass,

$$\varphi = \omega t = \frac{\pi}{2}. \quad (16)$$

Now consider the working process of the shock-vibration sieve, which can be represented by the resulted calculation scheme (Fig. 7a), in which the bottom frame of the sieve, based on the condition of its vibration isolation (the amplitude of its oscillations is 10 times

smaller than the amplitude of the sieve), is still, and the box, carrying out oscillations, interacts with the particle material. Such an assumption will allow us to evaluate the parameters of the vibro-impact interaction process of the screen and the material particles, and proceed to the compilation and solution of the equation of motion of the general dynamic system "vibration damping – sorting material".

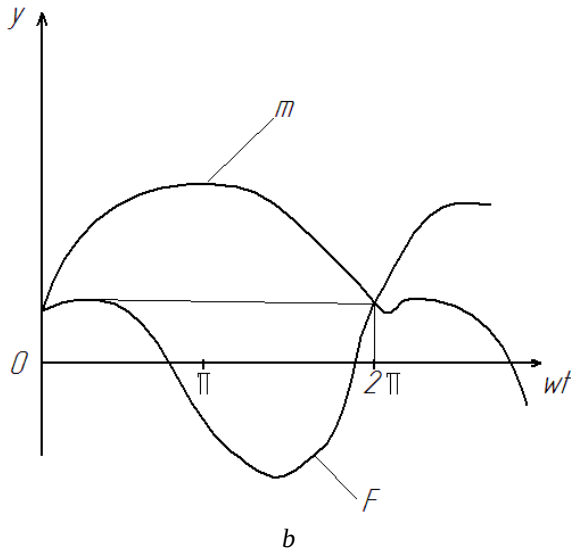
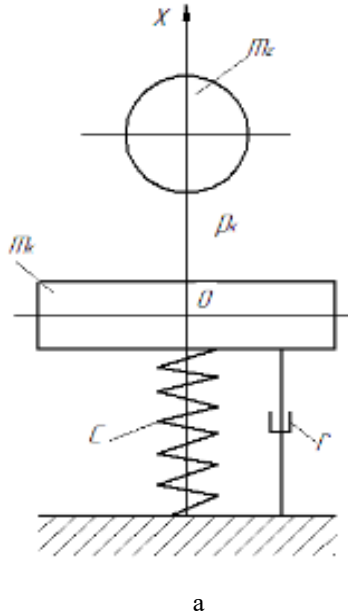


Fig. 7. Scheme of the process of interaction of a material particle with a screen box *a* and their change of motion *b*.

Under the action of the external action of the excitator, for each period of the fluctuations T (curve 1, Fig. 7, *b*), the mass of the box M and the mass of the particle m are collided, leaving the particle, having received the initial velocity, directed upwards, rises to a certain height h (see Fig. Fig. 7, *a*), and then by law in the form of a parabola (curve 2, Fig. 7, *b*) falls on a screen. Since it is assumed that work mode of the system under study is nonlinear (shock - vibration), then to estimate the movement of a material particle in conditions of

interaction with the screen of the box, use the known ratio of velocities before and after impact [10]:

$$R = (v_2 - u_2) / (v_1 - u_1), \quad (17)$$

where R is the rate recovery rate, which represents the ratio of the relative velocity of the box and the sieve after impact, $v_2 - u_2$ to their relative speed before impact. In

(1) v_1, v_2 – the speed of the box before and after the impact, u_1, u_2 – the velocity of the particle before and after the impact, respectively. As follows from Fig. 2, *b*, on the boundary between the collisions of the sieve box and the particle of the material is a fair condition:

$$\text{by } t = 0; x_{\dot{e}} = x_{\dot{+}} = x_0; x_{\dot{e}} = v_2; x_{\dot{+}} = u_2, \quad (18)$$

$$\text{by } T = 2\pi / \omega; x_{\dot{e}} = x_{\dot{+}} = x_0; x_{\dot{e}} = v_1; x_{\dot{+}} = u_1 \quad (19)$$

On the interval between the singers, the particle moves according to the law:

$$x_{\dot{+}} = x_0 + u_2 t - gt^2 / 2 \quad (20)$$

To determine the particle velocity before and after the collision with the screen box we use the above boundary conditions (19) and (20) Substituting them into the equation of motion of the particle (21) we obtain the particle velocity to the impact

$$u_1 = -\pi g / \omega. \quad (21)$$

The velocity of the screen movement before and after collision with the particle is determined on the basis of the pulse theorem [10]:

$$\begin{aligned} v_1 &= [1 - R + 2K_e R / (1 + R)] u_2 \\ v_2 &= [1 - R - 2K_e R / (1 + R)] u_2 \end{aligned} \quad (22)$$

where $K_e = m_i / m_e$ – coefficient of payload which determines the ratio of mass of material, which is on the screen in the process of sorting it to the mass of the box.

The calculation scheme of the vibration damping sieve, taking into account all masses, is a system consisting of two masses (Fig. 8):

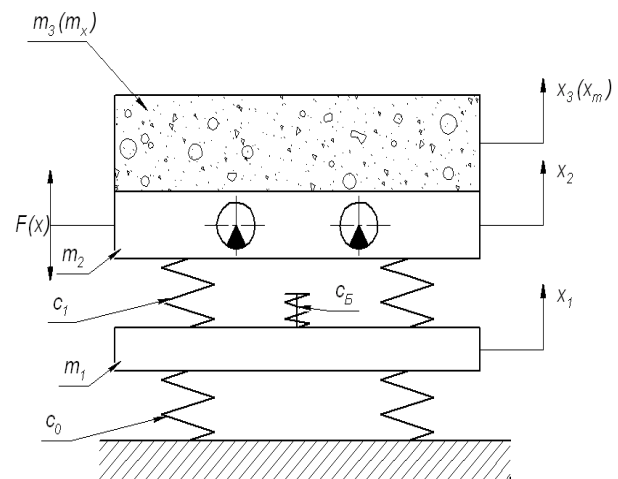


Fig. 8. Scheme of vibration damping system "sieve – material", C_0 – coefficient of elasticity of the lower mass, C_1 – the coefficient of elasticity between the lower and upper masses, C_6 – limiter of fluctuations of the upper mass (box).

Consider the equation of motion of such a system, we find the parameters that make it possible to provide a stable vibration shock mode. To simplify the scheme in the first stage, we assume that the movement of the box and the material is common. Then $x_2 = x_3$, the material mass m_3 is counted as attached to the mass m_2 . The dissipative component will be taken into account at the final stage of the calculation.

Then the kinetic energy of the system:

$$T = \frac{1}{2}(m_1 \dot{x}_1^2 + m_2 \dot{x}_2^2). \quad (23)$$

Potential energy consists of energy of weight Π_1 and energy of elastic forces Π_2 .

$$\Pi_1 = m_1 x_1 g + m_2 x_2 g. \quad (24)$$

We make an expression for the potential energy of elastic forces. We denote f_{1cm} and f_{2cm} the compression of the springs in the position of equilibrium due to the action of weight:

$$f_{1cm} = \frac{1}{c_0}(m_1 + m_2)g; \quad f_{2cm} = \frac{1}{c_0}m_2 g. \quad (25)$$

We find the compression f_1 and f_2 of the springs and with oscillations:

$$f_1 = f_{1cm} - x_1; \quad f_2 = f_{2cm} - (x_2 - x_1). \quad (26)$$

Then

$$\Pi_2 = \frac{1}{2}(c_0 + f_1^2 + c_1 f_2^2). \quad (27)$$

After simple transformations, we obtain the expression of potential energy:

$$\Pi = \Pi_1 + \Pi_2 = \frac{1}{2}(c_0 + c_1)x_1^2 - c_1 x_1 x_2 + \frac{1}{2}c_1 x_2^2. \quad (28)$$

Because $\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_i} = m_i \dot{x}_i$, a $\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_i} = m_i \ddot{x}_i$, then,

taking into account expressions (23) – (28) we have the equation:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + (c_0 + c_1)x_1 - c_1 x_2 &= 0, \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_1 x_2 - c_1 x_1 &= F_0 \cos \omega t \end{aligned} \quad (29)$$

Equations (29) reflect the movement of the system when the contact between the masses is violated. In the same way we obtain the equations for the joint motion of masses m_1 i m_2 :

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + (c_0 + c_1 + c)x_1 - c_1 x_2 &= 0, \\ m \ddot{x}_2 + (c_1 + c_2)x_2 - (c_1 + c)x_1 &= F_0 \cos \omega t \end{aligned} \quad (30)$$

The difference between equations (29) i (30) lies in the presence of (30) the boundary C_6 , which is a key parameter that affects the stability of the system fluctuations in the material needed for sorting the material mode by the corresponding fractions.

The resulting system of equations (29), (30) can be somewhat simplified, given that ($c_0 \ll c$) and the obvious connection $x = x_1 + x_2$. Taking these conditions and subtracting from the second equation first, we obtain the form of the equation (29), (30), for $x < 0$ (no contact):

$$\ddot{x} + c_1 \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right) x = \frac{F_0}{m_1} \cos \omega t \quad (31)$$

For $x > 0$ (motion in contact):

$$\ddot{x} + (c_1 + c) \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right) x = \frac{F_0}{m_1} \cos \omega t. \quad (32)$$

The number of variables in the resulting equations (31), (32) can be reduced by applying new dimensionless parameters (time τ and coordinate η):

$$\begin{aligned} \tau &= \omega t; \quad \eta = \eta_1 - \eta_2; \quad \alpha = m_1 / m_2; \\ \eta_1 &= \frac{m_2 x_1 \omega^2}{F_0}; \quad \eta_2 = \frac{m_2 x_2 \omega^2}{F_0}. \end{aligned} \quad (33)$$

Taking into account that $(\ddot{x}_i)_t = \omega^2 (\ddot{x}_i)_\tau$ by substituting (33) into (31) and (32) and simple transformations, we obtain a new system of equations:

$$\begin{aligned} \alpha \eta_1 - \eta_2 &= -\sigma \cos \tau; \\ \ddot{\eta}_2 + \xi_1 \eta_2 &= -f - \alpha \cos \tau; \\ \ddot{\eta}_2 + \xi_2 \eta_2 &= -f - \sigma \cos \tau; \end{aligned} \quad (34)$$

In the new system of equations the following relations are taken:

$$\begin{aligned} \xi_1 &= \sqrt{\frac{(m_1 + m_2)c_1}{m_1 m_2 \omega^2}}, \\ \xi_2 &= \sqrt{\frac{(m_1 + m_2)(c_1 + c_2)}{m_1 m_2 \omega^2}}. \end{aligned} \quad (35)$$

$$f = \frac{m_2 g}{F_0} \left(\frac{m_1 + m_2}{m_2} \right). \quad (36)$$

A sign σ of the equations (34) takes into account the phase of coercive force.

Parameter ξ_1 determines the ratio of the Eigen frequency of the fluctuations of the "sieve-material" system in that part of the period when there is no bundle of mass between them to the frequency of forced oscillations ω^2 .

Parameter ξ_2 defines the ratio of the Eigen frequency of the fluctuations of the "sieve-material" system in that part of the period when the blow occurred and the masses move together with the frequency of forced oscillations ω^2 . The parameter f defines the ratio between the given weight and the external force of the oscillator vibrator. Consequently, at given values of the masses of the sieve m_1 and m_2 , which are to be determined, there is the stiffness of the elastic elements c_1 , c_6 , and i is the static moment of the mass of the

disturbances $m_0 r_0$, since the frequency of forced oscillations ω is usually given by the material sorting technology. In doing so, one must take into account the fact that in addition to finding parameters ξ_1 , ξ_2 and f it is needed to know the time of contact mass τ . Obviously, it represents a certain part of the entire period of fluctuations.

Thus, the parameters ξ , f , and τ determine the mode of operation, which is realized under the conditions (31) and (32).

When these conditions are realized, the movement of the masses will be carried out with a separation between them with variable blows between them through the buffer. In this case, the following modes are possible: one-strike, that is, during one period of mass movement, carry one free flight, respectively, one hit on the spring, super harmonious, when during a single period n of change of the forced frequency. There are several strokes, subharmonic when the number of strokes is less than the period of change of the forced frequency. In any case, the sequence of determining the parameters included in (35) and (36) consists of the following operations: the equations of motion of the system are in the segregated and unbroken modes, Then, to reduce the number of parameters, the equations are reduced to dimensionless form and the initial conditions for moving, velocities and time are determined, The given initial conditions are taken into account in the equations of motion and at the final stage the obtained equations of motion of the system in the contact and without contact are equated, which is caused by equal velocity values mass and spring at a time that corresponds to the transition from contact to contactless mass motion. The next step is to determine the change in the limits of parameters that reflect the steady-state operation of the shock-vibration sieve, implementing an efficient sorting process. Since shock-vibration machines operate in a mode that is close to resonance, it is likely that the prediction is that $\xi \geq 1$. Based on the expression for its own oscillation frequency, we can determine the contact time of the masses with the oscillation limiter:

$$t_{\kappa} = \frac{2\pi}{\omega_0} = 2\pi\sqrt{m/c} \quad (37)$$

In (37) under the weight m is the reduced mass of the system $m_1 m_2 / (m_1 + m_2)$, and the coefficient of elasticity with the sum c of the coefficients $c_1 + c_a$.

Its average values can be taken as, $\tau = \frac{1}{3}T$,

where T – is the period of fluctuations of the "sieve - material" system.

On the basis of the performed research, a map of stability of the vibration damping mode of the sieve was constructed, which makes it possible to determine the parameters ξ and f for the implementation of specific conditions and sorting mode (Fig. 9).

For the purpose of conducting experimental experiments, an installation (Fig. 10) was developed and

made, which was a vibrating sieve with the ability to change the screen, adjust amplitude and frequency of oscillations in wide bands [17, 18].

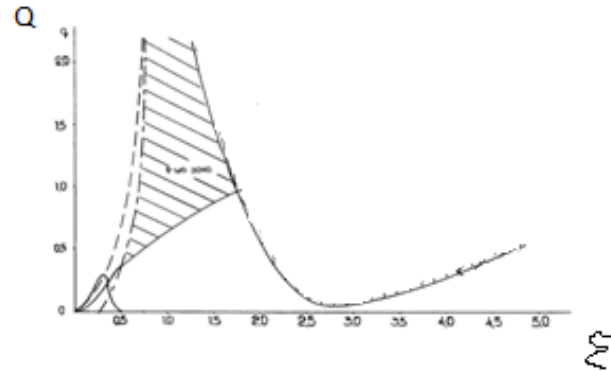


Fig. 9. Map of the stability of the vibration damping sieve for the implementation of the first stage of the stability of its work.

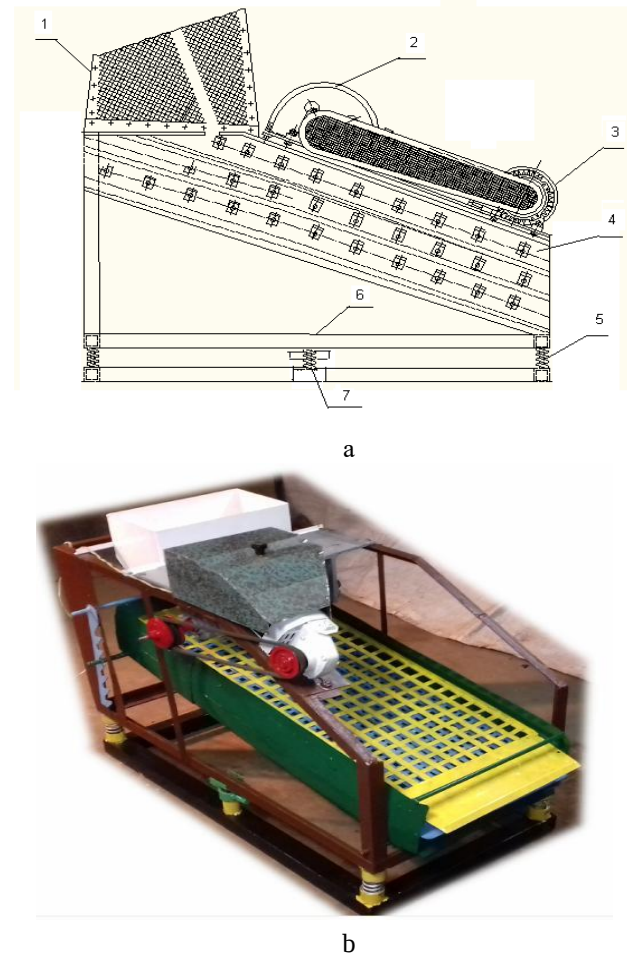


Fig. 10. Experimental vibration damping unit for sorting crushed stone: a – scheme, B – general appearance, 1 – bunker, 2 – box, 3 – drive, 4 – screen, 5 – bearings, 6 – frame, 7 – buffers.

Variable parameters in conducting experiments, in addition to the amplitude and frequency of oscillations, were the angle of inclination of the screen, the speed of the material on the sieve screen, the thickness of the material.

The screen was picked up depending on the fractional composition of the gravel with the appropriate size of the apertures. In accordance with the research methodology, a series of experiments was conducted, the parameters of the sorting process were recorded by special sensors. Their values were fixed on the computer display and entered in the table.

The next stage of research was based on graphs and compared the results of performed experiments with the estimated values of the results of theoretical studies.

The process of sorting with two screen for distribution into small and large fractions is shown in Fig. 11.



Fig. 11. The process of sorting rubble on two vibrogram vibrating screen.

Comparison among themselves the results of the experiments with the calculated values of theoretical studies have shown satisfactory in the trials, the difference in the values of the unknown parameters. For example, the difference between the amplitude of oscillations sieve, obtained in the experiments and the calculations amounted to 14% and power – 17%. Fig. 12 shows an example of vibrogram vibrating amplitude changes that obtained in experiments and theoretical calculations performed.

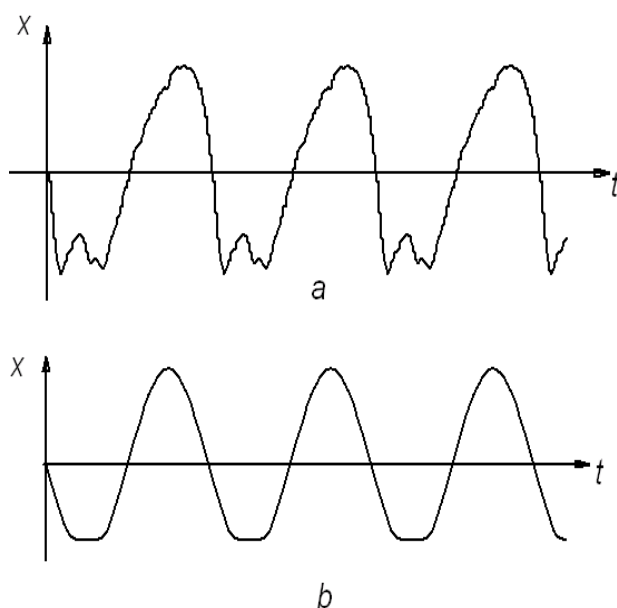


Fig. 12. Change in the amplitude of the oscillation of the screen, obtained in experiments *a* and performed in the calculations *b*.

The proposed algorithm for calculating the dynamic "sieve - material" system involves the following implementation procedure.

The first block involves making decisions on the values of output parameters: the required performance, fractional composition of the material and its density, necessary for this sorting process amplitude and frequency of oscillations.

The second block includes the calculation: the fractional composition of the grinding products for the upper and lower screen of a two-sided sieve.

The size of the holes for the corresponding screen, screen area and its size (length and width), sorting efficiency.

Angle of inclination, structural and technical characteristics of the sieve (the mass of the sieve and the material to be sorted, the elasticity of the supports and the buffer, the static moment of mass unbalance and the engine power), criteria of stability of the vibration damping mode of operation.

The third block represents the verification of the obtained results: the numerical values of the amplitude and frequency of oscillation stability of the resonant vibration shock mode.

On the basis of the algorithm the method of engineering calculation of the parameters of the "sieve - material" system is developed, the construction of the vibration damping crane is proposed, the novelty of which is confirmed by the patent for the utility model.

Conclusions

1. The performed review and analysis showed that improvement of the model of the system "vibration damping roller - sorting material" that adequately reflects the actual process of sorting is needed.

2. The working process of material sorting with the consistent movement of material particles in the field of harmonic and shock-vibrational action is investigated.

3. A calculation scheme is developed and the equations of the joint motion of the investigated system are obtained, the solutions of which are dimensionless parameters that serve as criteria for assessing the vibration-shock mode of sorting.

4. Determination of changes in boundaries of dimensionless parameters that reflect the steady-state operation of a shock-vibration sieve, implementing an efficient sorting process in a mode that is close to resonant. A map of stability was provided and the vibration shock mode was provided at the main resonance.

5. Experimental researches have been carried out to determine the influence of the amplitude and frequency of oscillations with different angles of the crater box inclination on the course of the crushing process. Comparison among the results of the performed experiments with the estimated values of the results of theoretical studies showed satisfactory, in the framework of the conducted research, the discrepancy in the values of the desired parameters.

6. The algorithm is proposed and the method of calculating the parameters of the "sieve-material" system

is developed, the construction of the vibration damping crane is proposed, the novelty of which is confirmed by the patent for the utility model.

References

1. Weissberg L. A. (2006). Designing and calculating of vibrating screens. Moscow: Nedra, 144.
2. Weissberg L. A. (2005). Screening Surfaces. Structures, materials, experience of application. St.Petersburg: ALL WEEKS. 250.
3. Nazarenko I. I. (2009). Machines for the production of building materials: a textbook. Kyiv. KNUBA. 544.
4. T-H Kim, I. Maruta, T. Sugie, (2010). A Simple and Effective Constrained Particle Swarm Optimization and its Application to Engineering Design Problems, Journal of Mechanical Engineering, Vol. 224, No 2, 389-400.
5. Bolotnik N. N. (2006). Dynamics of controlled motions of vibrational systems. Izvestiya RAN. Theory and control systems. 15. 157-167.
6. Pelevin A. E. (2011). Probability of passage of particles through a sieve and the process of segregation on a vibrating screen. Izvestiya high schools. Mountain journals. No. 1. 119-129.
7. Tkachuk N. A., Grabovsky A. V., Tkachuk N. N., Kostenko Yu. V., Artemov I. V. (2011). Numerical modeling of dynamic processes in vibro-impact systems. "Bulletin of the NTU "KPI". That's it. issue: Mathematical modeling in technology and technologies, № 42, 179-187.
8. Volkov E. B., Glukhikh I. A., Lyaptsev S. A. (2013). Theoretical analysis of the technological parameters of vibrating screens. Modern problems of science and education. № 6 (application "Technical sciences"). 12.
9. Features of high-quality screening (2007). [Electronic resource]. Mining industry. No. 6. P. 42-43. Access mode: <http://www.miningmedia.ru/en/article/gorobor/871-osobennosti-vysokochastotnogo-grokhocheniya>.
10. Panovko G. Ya. (2006). Dynamics of vibrational technological processes. Moscow: SIC "Regular and chaotic dynamics", Institute of Computer Research. 158.
11. Gerega I. I. (2005). Interaction of working load with a working body in shock-vibration machines. Problems of Strength. No. 4. 74-82.
12. Novokhatniy V., Kostenko S. (2014). Reliability of cooling circulating water supply systems. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Vol. 16. No. 6, 77-84.
13. Chekmenev V. (2015). The optimization work of diesels of agricultural machinery and tractors. MOTROL. Commission of Motorization and Energy in Agriculture. Vol. 17, No. 1, 5-10.
14. Nazarenko I. I. (2010). Applied problems of the theory of vibration systems. Tutorial. (2nd edition). Kyiv. Publishing House "Word". 440.
15. Orishchenko S. V. (2008). Investigation of the influence of mass of material on the sieve of a vibrating screen. Engineering of construction. № 21. 157-160.
16. Nazarenko I. I. (2009). Modeling of the process of motion of the material on the screen. Engineering of Construction. No. 22. 81-84.
17. Matsyuk B. V. (2014). Estimation of the structural elements of the vibrating screen. The theory and practice of construction. No. 13. 26-29.
18. Matsyuk B. V. (2015). Increasing the efficiency of working parameters of vibration separation of building materials. Engineering of construction. No. 34. 34-37.
19. Arsenyev V. A., Blekhan I. I., Blekhan L. I., Weissberg L. A., Ivanov K. S., Krivtsov A. M. (2010). Methods of the dynamics of particles and discrete elements as an instrument for studying and optimizing the process of processing natural and man-made materials. Enrichment of ores. № 1. 30-35.
20. Volkov E. B., Lyaptsev S. A. (2013). Influence of the slope angle of the working surface of the vibrating screen on the efficiency of the screening. Modern problems of science and education. № 4. 45.
21. Falko O. L. (2014). Separation of bulk materials into three fractions with their vibrational displacement. 5. 15-18.

Список літератури

1. Вайсберг Л. А. Проектування та розрахунок вібраційних екранів. Москва: Недра, 2006. 144 с.
2. Вайсберг Л. А. Екранні поверхні. Структури, матеріали, досвід застосування, Санкт-Петербург: Тижневик. 2005. 250 с.
3. Назаренко І. І. Машини для виготовлення будівельних матеріалів: підручник. Київ. КНУБА. 2009. 544 с.
4. T-H Kim, I. Maruta, T. Sugie. A Simple and Effective Constrained Particle Swarm Optimization and its Application to Engineering Design Problems, Journal of Mechanical Engineering, 2010. Vol. 224, No 2, P. 389-400.
5. Болотник Н. Н. Динаміка керованих рухів коливальних систем. Известия РАН. Теорія та системи управління. 15. 2006. С. 157 167.
6. Пелевін А. Є. Вірогідність проходження частинок через сито та процес сегрегації на віброситі. Вищі вузи. Гірські журнали. 2011. № 1. С. 119 129.
7. Ткачук Н. А., Грабовський А. В., Ткачук Н. Н., Костенко Ю. В., Артемов І. В. Числове моделювання динамічних процесів у віброударних системах. «Вісник НТУ «КПІ» Математичне моделювання в техніці та технологіях, 2011. № 42, С. 179-187.
8. Волков Є. Б., Глухих І. А., Ляпцев С. А. Теоретичний аналіз технологічних параметрів вібраційних екранів. Сучасні проблеми науки та освіти. № 6 (додаток «Технічні науки»). 2013. 12.
9. Features of high-quality screening (2007). [Electronic resource] // Mining industry. No. 6. P. 42-43. Access mode: <http://www.miningmedia.ru/en/article/gorobor/871-osobennosti-vysokochastotnogo-grokhocheniya>.
10. Пановко Г. Я. Динаміка коливальних технологічних процесів. Москва: СІК "Регулярна і хаотична динаміка", Інститут комп'ютерних досліджень. 2006. 158 с.

11. *Герега І. І.* Взаємодія робочого навантаження з робочим тілом у ударно-вібраційних машинах. Проблеми сили. 2005. № 4. С. 74-82.

12. *Novokhatniy V., Kostenko S.* Reliability of cooling circulating water supply systems. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. 2014. Vol. 16. No. 6, P. 77-84.

13. *Chekmenev V.* The optimization work of diesels of agricultural machinery and tractors. MOTROL. Commission of Motorization and Energy in Agriculture. 2015. Vol. 17, No. 1, P. 5-10.

15. *Орищенко С. В.* Дослідження впливу маси матеріалу на сито вібросити. Техніка будівництва. 2008. № 21. С. 157-160.

16. *Назаренко І. І.* Моделювання процесу руху матеріалу на екрані. Техніка будівництва. 2009. № 22. С. 81-84.

17. *Мацюк Б. В.* Оцінка структурних елементів вібросита. Теорія та практика будівництва. 2014. № 13. С. 26-29.

18. *Мацюк Б. В.* Підвищення ефективності робочих параметрів вібраційного поділу будівельних матеріалів. Техніка будівництва. 2015. № 34. С. 34-37.

19. *Арсентьев В. А., Блехман І. І., Блехман Л. І., Вайсберг Л. А., Иванов К. С., Кривцов А. М.* Методи динаміки частинок і дискретних елементів як інструмент вивчення та оптимізації процесу обробки природних і техногенних матеріалів. Збагачення руд. 2010. № 1. С. 30-35.

20. *Волков Е. Б., Ляцєв С. А.* Вплив кута нахилу робочої поверхні вібросита на ефективність екранування. Сучасні проблеми науки та освіти. 2013. № 4. 45 с.

21. *Фалько О. Л.* Поділ сипучих матеріалів на три фракції з їх коливальним переміщенням. 2014. С. 15-18.

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ СОРТУВАННЯ МАТЕРІАЛІВ ТА ДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙНОГО ЕКРАНУ

Б. В. Матсук, С. В. Орищенко

Анотація. Обґрунтованими передумовами та припущеннями при вивченні робочого процесу сортування будівельного матеріалу є обрана модель системи «віброгасильний ролик - сортувальний матеріал», що адекватно відображає фактичний процес сортування. Досліджуються фактори впливу на процес сортування матеріалу: гранулометричний склад та форма зерна фракції, щільність та вологість сировини, товщина шару матеріалу на екрані, швидкість зерен на екрані. Що стосується сита, то такі фактори: амплітуда та частота коливань, кут нахилу коробки, форма та розміри отворів сита, розмір поверхні, сортування та режим роботи сита, який реалізує ці параметри. Було встановлено, що збільшення довжини збільшує ймовірність проходження частинок через екран, збільшуючи ефективність сортування. Досліджено робочий процес сортування матеріалу з послідовним переміщенням частинок матеріалу в області гармонійної, а потім і ударно-коливальної дії. Визначено оцінку процесу сортування та параметрів цього процесу. Доведено,

що використання загальних гармонічних та ударних режимів руху є ефективним. Саме ця гіпотеза є основою цього дослідження. Надійність напрямку обумовлена тим, що при здійсненні режиму сортування вібраційного демпфування сильний вплив на частинки матеріалу значно збільшується. Як результат - можливість самоочищення тих отворів, в яких застрягли матеріальні частинки, та досягається підвищення ефективності та продуктивності сита. Розроблена схема проєктування та отримані рівняння спільного руху досліджуваної системи. Розв'язання рівнянь визначається безрозмірними параметрами, які слугують критеріями оцінки режиму сортування вібраційного шоку. Визначено зміни меж безрозмірних параметрів, які відображають стабільну роботу ударно-вібраційного сита, реалізуючи ефективний процес сортування в режимі, близькому до резонансного. Була надана карта стійкості та забезпечено режим вібраційного удару на головному резонансі. Проводились експериментальні дослідження ефективності реалізації спільного віброударного режиму сортування на новоствореній установці. Порівняння параметрів, отриманих теоретичним та експериментальним шляхом, підтвердило надійність припущень та припущень, прийнятих у дослідженні. Розроблено алгоритм розрахунку системи «сито – матеріал», запропонована конструкція крана віброгасіння, новизна якого підтверджена патентом на корисну модель.

Ключові слова: дослідження, робота, процес, сортування, матеріал, параметр, вібраційний екран.

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ СОТИРОВКИ МАТЕРИАЛОВ И ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИИ ЭКРАНА

Б. В. Матсук, С. В. Орищенко

Аннотация. Обоснованными предпосылками и допущениями при изучении рабочего процесса сортировки строительного материала является выбранная модель системы «виброгасительный ролик сортировочный материал», что адекватно отражает фактический процесс сортировки. Исследуются факторы влияния на процесс сортировки материала: гранулометрический состав и форма зерна фракции, плотность и влажность сырья, толщина слоя материала на экране, скорость зерен на экране. Что касается сита, то такие факторы: амплитуда и частота колебаний, угол наклона коробки, форма и размеры отверстий сита, размер поверхности, сортировки и режим работы сита, который реализует эти параметры. Было установлено, что увеличение длины увеличивает вероятность прохождения частиц через экран, увеличивая эффективность сортировки. Исследован рабочий процесс сортировки материала с последовательным перемещением частиц материала в области гармоничной, а затем и ударно-колебательного действия. Определена оценка процесса сортировки и параметров этого процесса. Доказано, что использование общих гармонических и ударных режимов движения является эффективным. Именно эта гипотеза является основой данного

исследования. Надежность направления обусловлена тем, что при осуществлении режима сортировки вибрационного демпфирования сильное влияние на частицы материала значительно увеличивается. Как результат возможность самоочистки тех проемов, в которых застряли материальные частицы, и достигается повышение эффективности и производительности сита. Разработана схема проектирования и полученные уравнения совместного движения исследуемой системы. Решение уравнений определяется безразмерными параметрами, которые служат критериями оценки режима сортировки вибрационного шока. Определены изменения границ безразмерных параметров, которые отражают стабильную работу ударно-вибрационного сита, реализуя эффективный процесс сортировки в режиме, близком к резонансному. Была предоставлена карта устойчивости и обеспечен режим вибрационного удара на главном резонансе. Проводились экспериментальные исследования эффективности реализации совместного вибро-ударного режима сортировки на созданной установке. Сравнение параметров, полученных теоретическим и экспериментальным путем, подтвердило надежность допущений и предположений, принятых в исследовании. Разработан алгоритм расчета системы «сито-материал», предложенная конструкция крана виброгашения, новизна которого подтверждена патентом на полезную модель.

Ключевые слова: исследование, работа, процесс, сортировка, материал, параметр, вибрационный экран.

Б. В. Матсюк ORCID 0000-0003-0636-4748.

С. В. Орищенко ORCID 0000-0001-7556-7763.

УДК 693.546

RESEARCH PARAMETERS OF ULTRASOUND PROCESSING EQUIPMENT DISPERSED IN TECHNOLOGICAL ENVIRONMENT

I. N. Bernyk

National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute". Ukraine.

Speciality of article: 133 – industry engineering.

Corresponding authors: iryna_bernyk@i.ua.

Article history: Received – October 2019, Accepted – January 2020.

Bibl. 13, fig. 15, tabl. 0.

Abstract. Effective use of ultrasound in specific manufacturing processes due to the effects of fluctuations in the environment, manifested in the physical and chemical effects and their interaction. The most successful is the use of ultrasound cavitation processing of liquid and liquid-dispersed environments, because they have effectively implemented the mechanism of sound wave energy concentration in low-density high energy density, which is caused by the formation, development and slamming cavitation bubbles. The research on the influence of cavitation on chemical processes in the liquid, the erosion effect of acoustic cavitation, acoustic cavitation the action on biological objects in nature and intensity acoustic noise accompanying cavitation, showed that methods for measuring parameters of acoustic field can be divided into direct and indirect. Direct methods directly measure the cavitation process parameters, such as measurement of pressure that occurs when slamming cavitation bubbles. For indirect methods determined by technological or physical effect of ultrasound cavitation. . The analysis of existing research found that the most promising method of measurement configuration and cavitation field intensity acoustic cavitation process is being implemented using hydrophones. Measurement of sound pressure values were made using measuring hydrophones based on piezoceramic, resulting in the covers piezoelement appear hydrophone potential difference, whose value is proportional to the sound pressure. Measuring the magnitude of the voltage proportional to the sound pressure, was made rms voltmeter values resulting measured voltage is proportional to the pressure not only sound, but also the intensity of ultrasound vibrations. The basic analytical dependences for determination of sound pressure, intensity ultrasound vibrations, radiation impedance made it possible to build a graph showing the cavitation processing technology environments. . Experimentally verified the identity of law ultrasound field distribution in the water and in the technological mix considering its extinction. Research resonant actuators installed emitters that provide quality cavitation treatment mixture is possible only at a specific distance from the radiation. Consideration of the conditions for the creation of technological equipment makes it possible to improve the

parameters of cavitation processing of liquid-dispersed environments by minimizing energy costs.

Key words: research, parameter, equipment, technological environment.

Introduction

Modern treatment processes of technological environments of chemical, food, pharmaceutical and other processing industries are inextricably linked with energy use of different intensity ultrasound fields [1–3].

Ultrasound technology can intensify processes, increase the degree of utilization of raw materials, change the source material properties, and create new substances and environment, to ensure environmental safety and production [4–6].

Effective use of ultrasound technology in manufacturing processes due to specific effects of fluctuations in the environment, manifested in the physical and chemical effects and their interaction.

The most successful treatment is the use of liquid and liquid-disperse mediums because in them the phenomenon – Ultrasound cavitation is an effective mechanism for concentration of energy of sound waves in the low-density high energy density, which is caused by pulsations and cavitation bubbles slamming [8–11].

Formulation of problem

The emergence and development of ultrasound acoustic cavitation causes changes in the acoustic parameters of the liquid, which when echoed in turn influences the parameters of the process [12].

If cavitation is changing acoustic properties and there is distortion sound field.

Thus, the study of sound field configuration to optimize key indicators processes associated with the processing of liquid and liquid-disperse mediums that take place under the influence of acoustic cavitation.

Analysis of recent research results

The measurement of the cavitation region can be made several ways: by the action of cavitation on chemical processes in the liquid [13]; erosive action of acoustic cavitation [14]; the action of acoustic cavitation on biological objects [15]; the nature and intensity of acoustic noise that accompanies Cavitation [16] and several others. With this method, measuring the parameters of the acoustic field conditionally divided into direct and indirect. Direct methods include methods in which directly measure the parameters of cavitation bubbles, such pressure that occurs when slamming cavitation bubbles. Indirect methods include those for which examines technological or physical effect of ultrasound cavitation. Consider in more detail the basic methods of measuring the parameters of cavitation field.

Ultrasound cavitation in liquids accompanied by sonoluminescence [17]. This intensity of light depends on the intensity of the cavitation process. Today there is no single theory that explains the phenomenon sonoluminescence but based on measuring the intensity of the generated light flux can assess configuration cavitation field intensity and the cavitation process in it. Measuring luminous flux is carried out using photoelectric multiplier as the light output is very weak.

The disadvantage of this method is the fact that measurements can only be made in a completely dark room, denying access external illumination. This actually may get only two-dimensional picture of the cavitation field. Due to the fact that the photoelectron multiplier has dimensions that are equal wavelength in the liquid, measuring the depth of the process leading to the volume of material misstatement of the acoustic field configurations, respectively, and cavitation field. It should also be noted that the measure may only be made in optically transparent liquids. In view of the above shortcomings, named method of measuring the intensity of the cavitation process and measurement of cavitation region has not received distribution.

In [18] the significant influence of ultrasound cavitation on biological objects. Under the influence of cavitation bubbles slamming in phase is complete or partial destruction of microorganisms and bacteria. The number of inactivated organisms depends on processing time and intensity ultrasound vibrations. Given that, you can evaluate a field of cavitation effect, but given method does not assess the configuration of the cavitation field.

Chemical methods of measuring the intensity of the cavitation process parameters and cavitation region [19] based on the fact that under the influence of ultrasound cavitation is number of specific chemical reactions that are impossible or occur too slowly in normal conditions. As an example, the chemical decomposition reaction of potassium iodide with the release of free iodine and starch solution color. The degree of coloration of iodine can be estimated by optical methods. The disadvantages of chemical methods should include the fact that they can not be used in those cases where technological environment are objects that are able to enter into chemical reaction with reagents indicators. Also, in general, difficult to visualize chemical methods of hardware and their use does not allow use of automation

in manufacturing processes, as chemical methods have not acquired a significant spread.

It is known that under the influence of powerful ultrasound vibrations and acoustic cavitation degassing is irradiated fluid [20]. By the degree of decontamination or volume of gas released, you can judge the intensity of cavitation processes. However, these methods are complicated by difficulties with compliance with the initial conditions and the technical difficulties associated with the need to measure the volume of gas released.

The above methods give an integrated assessment of cavitation action and not to judge the configuration cavitation field.

There is a change of ultrasound cavitation process fluid volume due to the formation of cavitation bubbles [21]. Thus the change in volume can judge the amount of bubbles, but it does not provide configuration information in the cavitation field.

A perfect method is based on the use sonocapillary effect [14]. Sonocapillary effect - is an abnormal elevation of the capillary liquid under acoustic cavitation. By raising the height of the liquid the intensity of cavitation can be judged at the point of measurement. These methods can estimate not only the intensity of the cavitation process at the point of measurement, but also to get configuration information in the cavitation field. The disadvantages of this method include the complexity and ambiguity of measurement difficulties associated with measuring complex hardware implementation.

Look for methods that are based on cavitation erosion activity area. These include the method of sample contamination [22] and the method of erosion tests [23, 24].

The method of sample contamination places a small sample of drawing on a coating which has a low adhesion to the surface, in the cavitation zone. The decrease in mass of the sample, results in the destruction of a layer of pollution which can judge the intensity of cavitation processes and build configuration cavitation field in the processing volume. The disadvantage of the method includes its bulkiness and metrological complexity associated with the need to measure small changes in mass of the sample.

Erosion test method is the destruction of the samples with cavitation unstable material under acoustic cavitation for a fixed period of time. Assessment cavitation intensity exercise or weight reduction of the sample, or the reduction of its area. The most widespread use to achieve that goal became to use aluminum foil. This decrease in the area of the foil is easily measured by optical methods. Despite its simplicity, the method has a major drawback – damaged areas foil is not involved in the demolition, which makes a significant difference metrology. Also ideal method is not suitable for process volumes with low cavitation processes through a small degree of destruction of the test sample. Also, if a sample of large area significantly disrupted the interference pattern in the technological scope, leading to a gradual change in form cavitation field in the measurement.

The most promising methods of measurement configuration and cavitation field intensity acoustic cavitation process applies (using hydrophones) [25]. The output value of the hydrophone generated voltage

(charge), which is proportional to the sound pressure. Mutual correspondence between electrical voltage and sound pressure can be determined by standard methods of reciprocity.

During the measurement of small sound pressure, cavitation mode underdeveloped or precavitational mode, you can configure cavitation field, when moving hydrophone technology in volume. Measure the value of the voltage, proportional to the sound pressure by using ac voltmeter. By analyzing the spectral composition of the signal hydrophones can indirectly judge the intensity of cavitation processes.

The physical dimensions of hydrophones can be minimized, which allows to reduce the degree of distortion of the sound field when you use it. The method allows us to investigate how the shape of the sound field, and to assess the intensity of cavitation processes.

From the analysis of research methods configuration cavitation field intensity and the cavitation process implies that measurements using hydrophones are the most promising.

Purpose of research

Setting ultrasound liquid processing equipment disperse technological environment.

Results of research

Measuring the value of sound pressure can be achieved by means of measuring hydrophones based on piezoceramic. During the reception mode on the covers of hydrophones piezoelement there is a potential difference, whose value is proportional to the sound pressure. Calibration of hydrophones can be done by various methods, such as reciprocity standard method [25]. In particular, hydrophones used in measurements (Fig. 1) was sensitivity $M = 7,9 \cdot 10^{-5} \text{ B/Pa}$.



Fig. 1. Measuring hydrophone based on piezoceramic.

Note that measure the voltage proportional to the sound pressure can be achieved in various ways, including: a peak voltmeter, voltmeter average value and rms voltmeter. This measurement different ways lead to different results. This is due to the fact that the appearance of cavitation phenomena form the voltage on the hydrophone will differ significantly from the harmonic (Fig. 2).

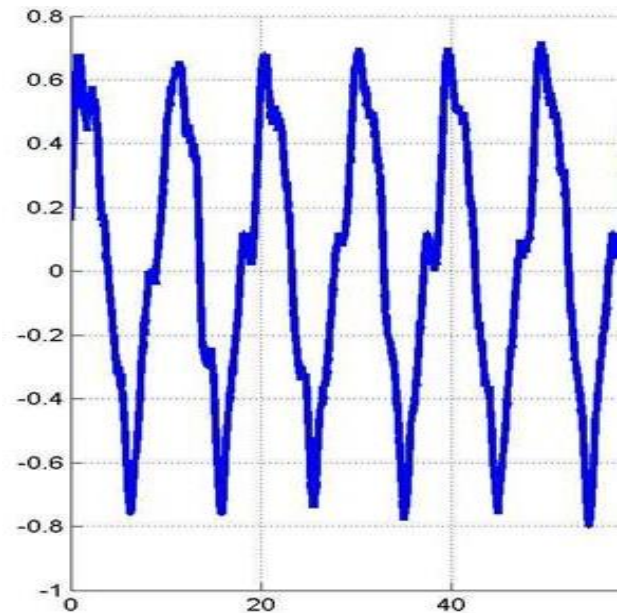


Fig. 2. Form voltage at the hydrophones in the event of cavitation.

Based on the fact that the shape of the measured voltage differs significantly from the harmonious formula, and it is advisable to measure the rms voltmeter V3-57 values. This measured voltage is proportional to the pressure not only sound, but also the intensity of ultrasound vibrations.

The spread of ultrasound in liquid accompanied by the absorption of energy in the technological volume, which reduces the peak value of sound pressure with distance from the source of ultrasound vibrations. Most [26] assessed not reduce the amplitude of sound pressure and intensity ultrasound vibrations change:

$$I(x) = I(0) \cdot e^{-2 \cdot \alpha \cdot x}, \quad (1)$$

where: $I(x)$ – intensity ultrasound vibrations at coordinates x ; $I(0)$ – intensity ultrasound vibrations at the origin; α – ultrasound attenuation coefficient.

Therefore, ultrasound attenuation coefficient can be calculated by measuring according to the formula:

$$\alpha = \frac{1}{2 \cdot (x_2 - x_1)} \cdot \ln \left(\frac{I_1}{I_2} \right), \quad (2)$$

where: x_2 and x_1 – coordinates measurements; I_1 and I_2 – intensity ultrasound vibrations in the respective measurement points.

The intensity ultrasound vibrations associated with the amplitude of the sound pressure ratio:

$$I = \frac{P^2}{2 \cdot \rho \cdot c}, \quad (3)$$

where: P – amplitude sound pressure; ρ – density; c – speed of sound.

Assuming that the change in density and speed of sound was dependent on the value of sound pressure (which is true for precavitational mode and mode poorly developed cavitation), dependence (2) can be written as:

$$\alpha \approx \frac{1}{2 \cdot (x_2 - x_1)} \cdot \ln \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^2, \quad (4)$$

where:

$$\alpha = \frac{1}{(x_2 - x_1)} \cdot \ln \left(\frac{P_1}{P_2} \right).$$

Turning on the values of sound pressure to voltage at the terminals of hydrophones, we get the relationship:

$$\alpha = \frac{1}{(x_2 - x_1)} \cdot \ln \left(\frac{U_1}{U_2} \right) \quad (5)$$

where: U_1 and U_2 – the voltage at the terminals at points hydrophone measurements.

In experiments with liquid-handling technology dispersed mixture (water-plant material) found that ultrasound attenuation value is 2.3 cm^{-1} . This attenuation does not depend on the content of the dispersed phase (plant material) in the mixture and the operating frequency ultrasound equipment.

Based on the peak value depends on the axis sound pressure ultrasound transducer:

$$P(x) = P(0) \cdot e^{-\alpha \cdot x},$$

You can build a dimensionless change of coordinates of pressure measurements (Fig. 3):

$$\bar{P}(x) = \frac{P(x)}{P(0)} = e^{-\alpha \cdot x}.$$

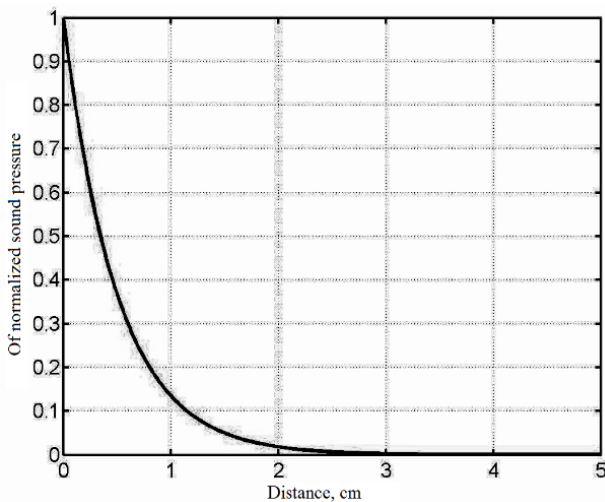


Fig. 3. Dependence of normalized sound pressure on distance from the source of ultrasound.

From the resulting dependence can be noted that the most significant change in sound pressure observed at a distance of 10 mm from the radiating surface, which is of the order of 20 dB. Then change the shape of the sound

field of distance is no longer significant. Thus, the measurement results in the technological mix and the water will vary by the amount of the same order.

Distribution of sound pressure and front acoustic wave in space can be described using the diagram of [27]. This ultrasound transducer can be viewed as a piston mounted in an infinite baffle.

Diagram of the piston in an infinite baffle in polar coordinates can be calculated for the potential velocity of the formula:

$$\Psi(\theta) = \frac{2 \cdot J_1(k \cdot a \cdot \sin(\theta))}{k \cdot a \cdot \sin(\theta)}, \quad (6)$$

where J_1 – bessel function; k – wave number; a – the radius of the piston; θ – the polar angle.

Due to the fact that the potential speed and amplitude of the sound pressure related by:

$$P = \rho \cdot \frac{\partial \Psi}{\partial t} + \text{const}, \quad (7)$$

where: ρ – density of the liquid.

For radiation pattern can be seen on the front of the form of acoustic waves.

Analysis of the radiation pattern of high-cavitator (radius stroke of 10 mm, the operating frequency of 22 kHz) experimental setup (Fig. 4), the resulting estimated equation (6) shows that the shape of almost spherical, hence, can be considered that of high-cavitator barely has designed properties.

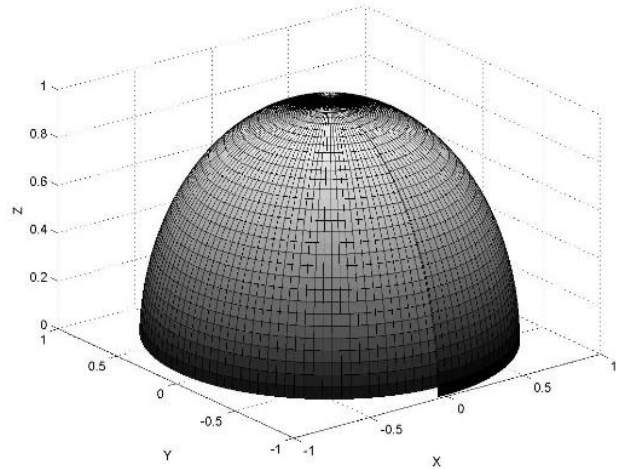


Fig. 4. Diagram of high amplitude cavitator (plane radiation lies in XOY).

It should be noted that, in general, are the considerations are valid only for the remote zone, which lies at a distance of more than the wavelength of the radiating surface-drive converter. In the near field pattern of distribution of sound field is more complicated because of interference phenomena.

The effectiveness of the ultrasound drive technological installations, in terms of converting mechanical energy into acoustic, can be measured by the impedance of radiation [26] as follows:

$$Z = \frac{F}{V}, \quad (8)$$

where: F – reaction force environment, V – the amplitude of vibrational velocity cavitator working surface.

In general, the radiation impedance complex value is represented as:

$$Z = \rho \cdot c \cdot \pi \cdot a^2 \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot J_1(2 \cdot k \cdot a)}{2 \cdot k \cdot a} + j \cdot \frac{2 \cdot S_1(2 \cdot k \cdot a)}{2 \cdot k \cdot a} \right), \quad (9)$$

where: $S_1(2 \cdot k \cdot a)$ – struve function, $J_1(2 \cdot k \cdot a)$ – Bessel function.

This represents the active part of the impedance of the energy transmitted in the far zone converter, a reactive component reflects the energy spent on weight fluctuations attached liquid.

For cavitator of high-operating frequency of 22 kHz (Fig. 5) reactive component of impedance of radiation can be comparable in magnitude with the active component.

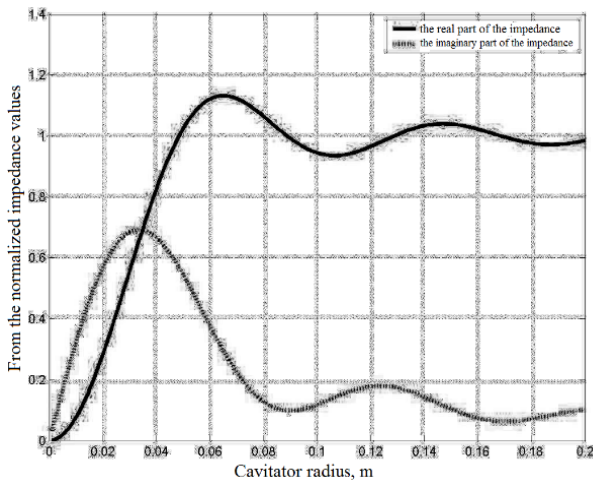


Fig. 5. From the normalized value components of radiation impedance high amplitude cavitator

It can be assumed that at the radiating surface of high-intensity acoustic cavitator arise due to the current value of the associated mass of liquid.

Experimental verification showed that the power consumption of 130 watts, the acoustic field of high-cavitator a liquid-medium dispersed quickly fades in the distance from the radiating surface and at a distance of 10 mm at the level of noise that is consistent with the data of Fig. 3.

Therefore, the processing of such environments may be only a small volume and close proximity to the radiating surface cavitator.

Similar drives with a transformer speed and low emitting area impractical to use in manufacturing processes associated with the processing of liquid-dispersed environments, including extraction, dispersion and so on.

The ultrasound small-amplitude cavitator mounted on the wall or bottom of technological capacity. The operating frequency of about 44 kHz, 50 mm diameter radiator. Diagram of this over-converter (Fig. 6) is calculated by equation (6).

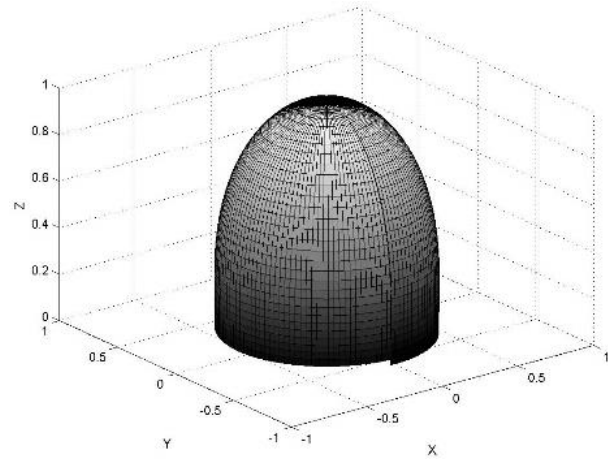


Fig. 6. Diagram of small amplitude cavitator.

Compared with of high-cavitator (Fig. 4) pattern has become more elongated in the direction toward the light.

Thus, a drive-converter has a designed properties that allow intensive process manufacturing environment in the direction of the axis of radiation.

The value of radiation resistance for small-amplitude cavitator has a significant active component of the reactive impedance (Fig. 7).

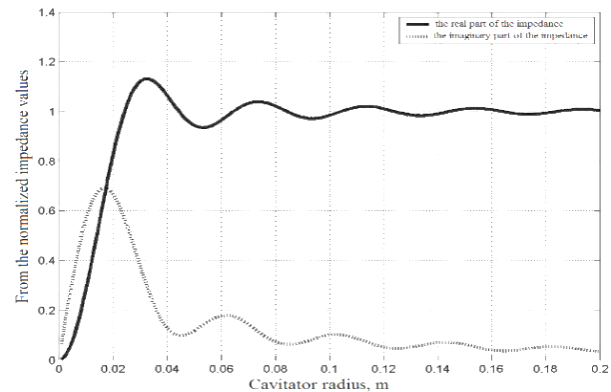


Fig. 7. The impedance radiation drive smallamplitude converter.

Thus, the cost of energy ultrasound cavitation field on the formation of much larger compared to of high-cavitator.

Experimental study of distribution to small-amplitude sound pressure cavitator (Fig. 8 and Fig. 9) confirming theoretical conclusions [18].

Thus, in order to improve the ultrasound processing of liquid-dispersed environments should be used in the design of small-amplitude cavitator.

Experimental study of distribution of ultrasound cavitation field in a cylindrical chamber was performed at a frequency of 33 kHz, power 140 watts. However, note was taken analytically calculated distribution of sound pressure [28, 29], which indicates that the excitation of radial bending vibrations corresponding fashion in the center of the cross section of the chamber should expect a reduction in sound pressure and, therefore, minimal cavitation (Fig. 10).

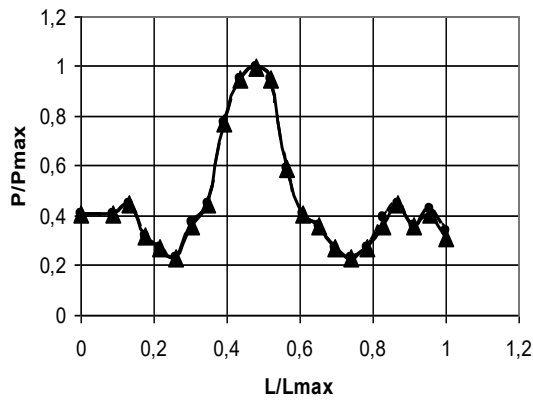


Fig. 8. Distribution of relative sound pressure to open the cavitation chamber driven radiator at bottom surface (length).

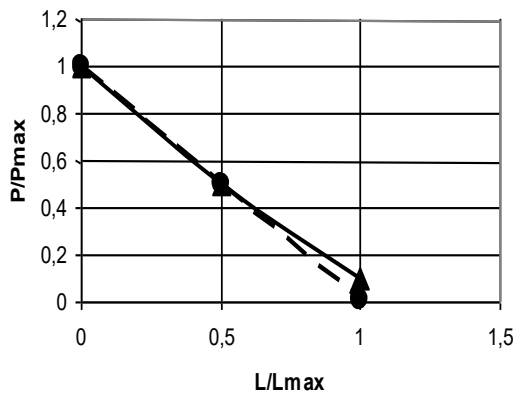


Fig. 9. Distribution of relative sound pressure to open the cavitation chamber driven radiator bottom surface to the depth in the direction opposite the radiating surface.

However, this level due to the effect of concentration of power in the chamber with a cylindrical inner surface of the profile will be higher than in the case of cavitation chamber with flat surfaces.

If the excitement in cross-section tubes cavitation chamber purely radial oscillations of ultrasound energy concentrated along the central axis of the camera that achieves high values of intensity ultrasound energy (Fig. 11).

The results of the pilot study changes in sound pressure between axis actuators, radiators confirm analytical, when excited radial bending vibrations cylindrical surface cavitation chamber pressure drop occurs in the central part (Fig. 12).

When processing dispersed technology environment (water and plant material), there is almost 10 fold drop in pressure in the central chamber, indicating that power the essential properties of the medium. And found that the rate of absorption of ultrasound energy is substantially dependent on the concentration of plant material within its industrial feasibility (15 ... 30%).

The inner surface cavitation chamber observed maximum sound pressure level and therefore maximum cavitation activity that could adversely affect the erosion resistance of the surface of the camera, but in this area will ensure maximum effectiveness cavitation effects on the organic structure.

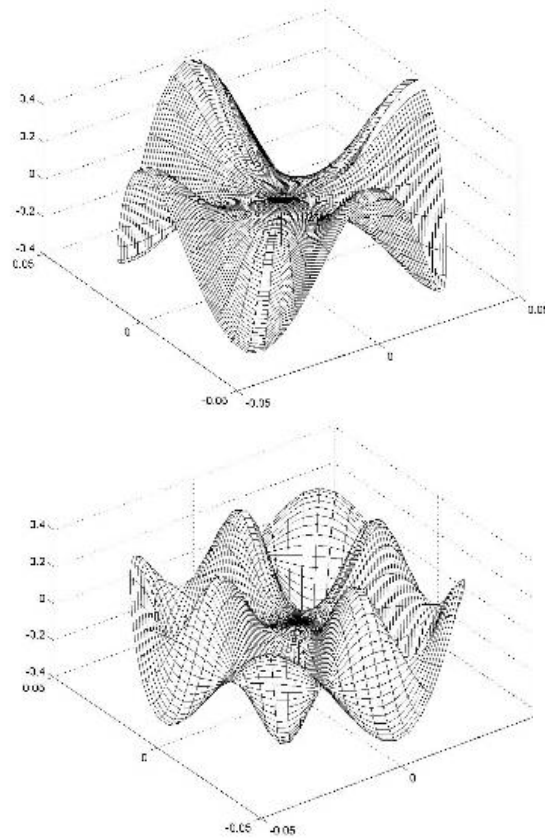


Fig. 10. Form ultrasound field in a cylindrical chamber at excitation radial bending vibrations of surface.

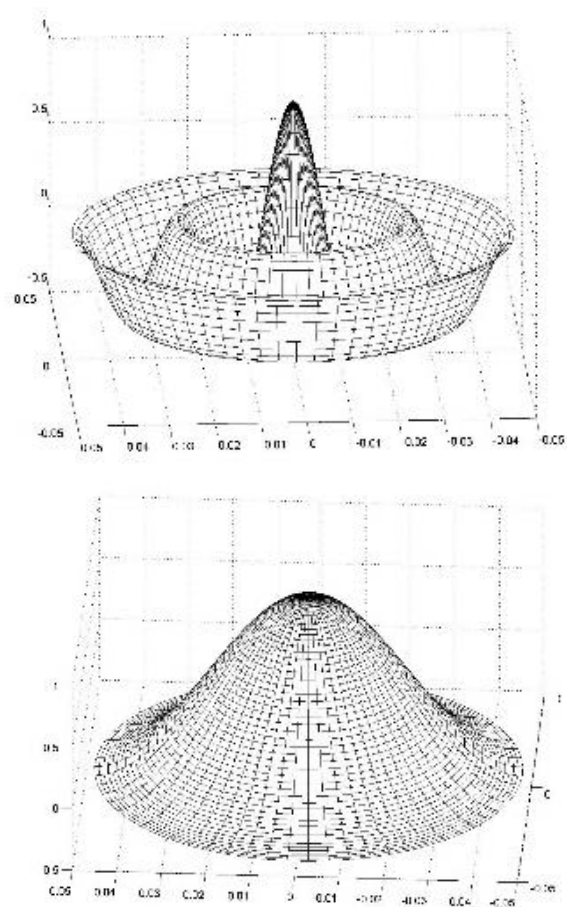


Fig. 11. Form ultrasound field in cylindrical chamber with excitation of radial oscillations of different modes.

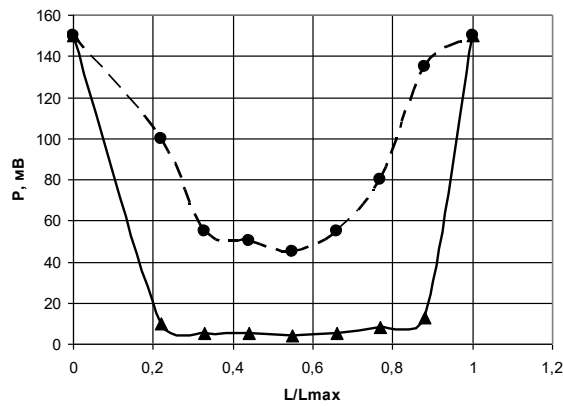


Fig. 12. Distribution of sound pressure in the cylindrical cavitation chamber in axle drives emitters.

Thus, the use of technological equipment for processing of liquid-dispersion process fluids cylindrical cavitation chamber with radial bending vibrations need to be constructive means to separate the ineffective with cavitation point of view, the central part of the chamber and ensure passage of the mixture through a zone of maximum cavitation activity, ie near the inner the surface of the cylindrical chamber.

When calculating cylindrical chamber at high-profile radial surface fluctuations can not protect against cavitation erosion of the inner surface of the chamber and get maximum cavitation activity in the area of the central axis of the camera. This focus cylindrical surface properties ensure the achievement of considerable intensity ultrasound energy. When using this option in camera production equipment needed will only flow of process fluid along the central cylindrical cavitation chamber.

Experimentally, the law of distribution of ultrasound field in clean water and liquid-dispersed environment remains almost unchanged (Fig. 13).

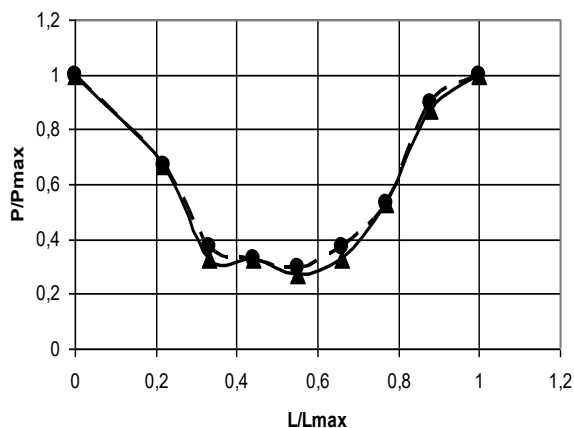


Fig. 13. Distribution of relative sound pressure cavitation in a cylindrical chamber with prepositions-emitters for creating surface.

The results of the measurement of sound pressure depth model standards cylindrical cavitation chamber (Fig. 14) indicate that the maximum value observed front-drive transmitter and gradually fades with distance from it. This dependence indicates the presence of bending vibrations along the length of the cylindrical surface of the chamber.

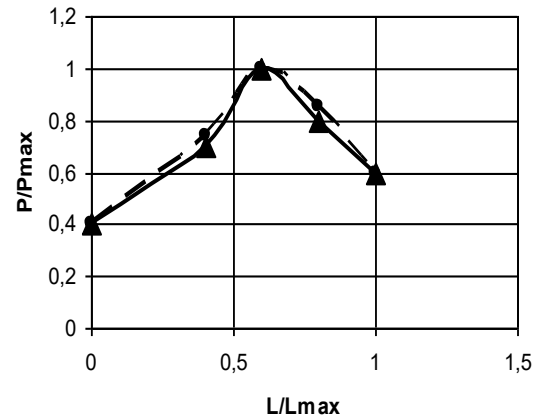


Fig. 14. The law changes the relative depth of sound pressure cylinder cavitation chamber of pretexts-emitters for creating surface.

Thus, in the case of cavitation in the technological equipment of several sections drives emitters to ensure a minimum mutual influence emitters, they must be set on creating a surface of the chamber should be at a distance of wavelength of elastic waves and connected to a generator of ultrasound vibrations parallel and in phase.

In the case of structural separation zone of high cavitation activity in the volume of the cylindrical chamber, investigates, and installs additional camera alignments in the cylindrical tube. For the case of excitation radial bending vibrations surface of the chamber, the pipe should have a diameter equal to the diameter of the line that passes through the wave antinodes strain, established in the technological mix.

For the case of surface excitation radial oscillations Camera – separate the central part of the chamber and have a diameter equal to the line that passes through the nodal points of the wave deformation, established.

The use of the auxiliary pipe of an accidental size will lead to the destruction of the sound field in the cell and, therefore, changes the distribution of sound pressure (Fig. 15).

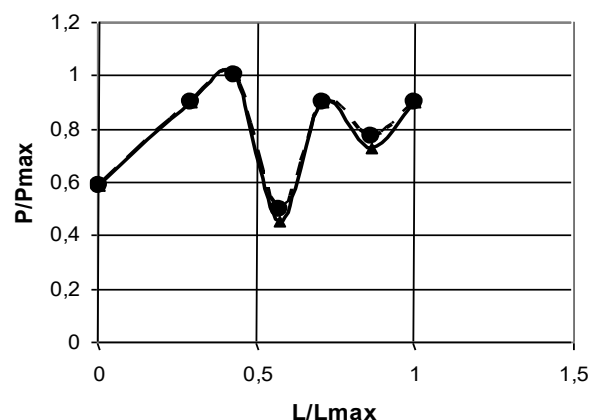


Fig. 15. Distribution of relative sound pressure cavitation in a cylindrical chamber with an auxiliary pipe (the axis drives emitters).

Conclusions

1. The analysis of existing research methods cavitation ultrasound field area.

2. The use of acoustic measurement method using hydrophones cavitation configuration allows to explore the area and assess the intensity of the cavitation process in liquid-dispersed technology environment.

3. Experimental studies suggest significant opportunities absorbing liquid mixture of plant material provided their concentrations within 15...30%.

4. Researched types of high-profile occasions emitters allow for quality cavitation processing the mixture only at a distance of 30 mm from the surface of radiation that must be considered when creating technological equipment for processing of liquid-dispersed environments.

5. Experimentally verified the identity of law ultrasound field distribution in the water and in the technological mix the light fading, and thus for designing appropriate technological equipment known to be used in the field of ultrasound cavitation technique.

References

1. *Luhovskoy A., Chuhraev N.* (2007). Ultrasound cavitation in modern technologies. Kyiv. Publishing and Printing Center "Kyiv University". 244.
2. *Kysylev E.* (2003). Intensification of processes of machining using ultrasound energy field. Ulyanovsk: Ulstu. 186.
3. *Hmelev V.* (2010). Application peak intensity ultrasound in the industry. Biysk: Publishing House of ALT. state. Sc. University Press. 203.
4. *Fedotkyn I.* (2007). Physical and mathematical foundations of intensification of processes and equipment for food and chemical technology. Kyshenev: Shtyyntsa, 18.
5. *Lugovskiy A. F.* (2010). Physical model of ultrasound cavitation extracting pectin from recycled plant material/ Bulletin of the National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute" series "Chemical engineering, environment and resources." №1 (5). 25–30.
6. *Elpiner I.* (2009). Ultrasound. Physico-chemical and biological action. Moscow. Fizmatgiz. 420.
7. *Knapp R.* (2014). Cavitation. R. Knapp, J. Daly, F. Hamm. Moscow. Mir. 668.
8. *Lyashok A. Yahno O.* (2013). Energy Lugovskoy model of ultrasound spray in a thin layer. MOTROL.Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Vol. 15. №5, 91–97.
9. *Lukyanchenko M., Jalal A., Strubalin A.* (2013). Influence of technological parameters on the strength of various types of binders with ultrasound treatment vodotverdyh suspensions. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Vol. 15, №5, 17–22.
10. *Lugovskoy A. F.* (2007). Improving the efficiency of ultrasound cavitation cleaning baths small volume. A.F. Lugovskoy, A.V. Movchanyuk, V.I. Chorny, M.F. Omelich, I. N. Bernik. Promyslova gidravlika i pneumatics. № 1 (15). 40–43.
11. *Sankin G. N.* (2005). Force acting on the cylinder with the ultrasound cavitation. G.N. Sankin, N.V. Lesser. Technical Physics. Vol. 75. Issue. 7. P. 101–105.

Bibliogr.

12. *Bernik I. N.* (2009). Research ultrasound field parameters in the process of hydrolysis-cavitation ekstratsiyi pectin. I.M. Bernik, A.F. Lugovskiy, A.V. Movchanyuk, A.V. Laszok. Proceedings of the National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute". A series of engineering. №57. 82–87.
13. *Lugovskoy A. F.* (2007). Ultrasound cavitation in modern technologies. Kyiv. Vidavniccho poligrafichny-center "Kiev The University". 244: Il, pl. Bibliogr.: 229–243. ISBN 966–594–927–6.

Список літератури

1. *Луховська А. М., Чухраєва Н. О.* Ультразвукова кавітація в сучасних технологіях. Київ. Видавничо-поліграфічний центр "Київський університет". 2007. 244 с.
2. *Кисельов Є. А.* Інтенсифікація процесів обробки за допомогою енергетичного поля ультразвуку. Ульяновськ: УЛЬСТУ. 2003. 186 с.
3. *Hmelev V.* Application peak intensity ultrasound in the industry. Biysk: Publishing House of ALT. state. Sc. University Press. 2010. 203 p.
4. *Fedotkyn I.* Physical and mathematical foundations of intensification of processes and equipment for food and chemical technology. Kyshenev: Shtyyntsa, 18. 2007.
5. *Луговський А. Ф.* Фізична модель ультразвукової кавітації, що витягує пектин з переробленої рослинної сировини. Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут», серія «Хімічна інженерія, середовище та ресурси». №1 (5). 2010. С. 25–30.
6. *Elpiner I.* Ultrasound. Physico-chemical and biological action. Moscow. Fizmatgiz. 2009. 420 p.
7. *Knapp R.* Cavitation. Moscow. Mir. 2014. 668 с.
8. *Lyashok A. Yahno O.* Energy Lugovskoy model of ultrasound spray in a thin layer. MOTROL.Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Vol. 15. №5, 2013. P. 91–97.
9. *Lukyanchenko M., Jalal A., Strubalin A.* Influence of technological parameters on the strength of various types of binders with ultrasound treatment vodotverdyh suspensions. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Vol. 15, №5, 2013. P. 17–22.
10. *Луговський А. Ф.* Підвищення ефективності ультразвукового очищення кавітаційних ванн невеликого обсягу. Промислова гідравліка та пневматика. № 1 (15). 2007. С. 40–43.
11. *Санкін Г. Н.* Сила, що діє на циліндр з ультразвуковою кавітацією. Технічна фізика. Вип. 75. Випуск. 7. 2005. С. 101–105.
12. *Берник І. Н.* Дослідження параметрів ультразвукового поля в процесі гідроліз-кавітаційної екстракції пектину. Праці Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». Серія техніки. №57. 2009. С. 82–87.
13. *Луговський А. Ф.* Ультразвукова кавітація в сучасних технологіях. Київ. Видавничий поліграфічний центр "Київський університет". 244 с.:

Іл, пл. 2007. Бібліогр.: С. 229–243. ISBN 966–594–927–6.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ УЛЬТРАЗВУКОВОГО ОБРОБЛЮВАЛЬНОГО УСТАТКУВАННЯ, ПОШИРЕНОГО В ТЕХНОЛОГІЧНОМУ СЕРЕДОВИЩІ

І. Н. Берник

Анотація. Ефективне використання ультразвуку в конкретних виробничих процесах за рахунок впливу коливань навколишнього середовища, що проявляються у фізичному та хімічному впливі та їх взаємодії. Найбільш успішним є використання ультразвукової кавітаційної обробки рідких та рідкодисперсних середовищ, оскільки вони ефективно реалізували механізм концентрації звукової хвилі в умовах високої щільності низької щільності, що викликано утворенням, розвитком та залякуванням кавітаційних бульбашок. Дослідження впливу кавітації на хімічні процеси в рідині, ерозійного ефекту акустичної кавітації, акустичної кавітації, дії на біологічні об'єкти в природі та інтенсивності акустичного шуму, що супроводжує кавітацію, показали, що методи вимірювання параметрів акустичного поля можна розділити на прямі та непрямі. Прямі методи безпосередньо вимірюють параметри процесу кавітації, такі як вимірювання тиску, що виникає при забиванні кавітаційних бульбашок. Для непрямих методів визначається технологічний чи фізичний ефект ультразвукової кавітації. Аналіз існуючих досліджень встановив, що найбільш перспективний метод конфігурації вимірювань та напруженості акустичної кавітації в полі кавітації реалізується за допомогою гідрофонів. Вимірювання значень звукового тиску проводили за допомогою вимірювальних гідрофонів на основі п'єзокераміки, в результаті чого на кришках п'єзоелемента з'являється різниця потенціалів гідрофона, значення якого пропорційно звуковому тиску. Вимірюючи величину напруги, пропорційну звуковому тиску, проводили значення вольтметрів рм в результаті вимірюваного напруги, пропорційного тиску не тільки звуку, але і інтенсивності ультразвукових коливань. Основні аналітичні залежності для визначення звукового тиску, ультразвукових коливань інтенсивності, радіаційного імпедансу дали змогу скласти графік, що показує технології обробки кавітації. Експериментально підтверджено тотожність закону розподілу ультразвукового поля у воді та в технологічній суміші з урахуванням його вимірювання. Дослідницькі резонансні пускачі встановили випромінювачі, які забезпечують якісну кавітаційну очисну суміш можлива лише на певній відстані від випромінювання. Врахування умов створення технологічного обладнання дає змогу покращити параметри кавітаційної обробки рідкодисперсних середовищ шляхом мінімізації витрат на енергію.

Ключові слова: дослідження, параметр, обладнання, технологічне середовище.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ УЛЬТРАЗВУКОВОГО ОБРАБАТЫВАЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ, РАСПРОСТРАНЕННОГО В ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СРЕДЕ

И. Н. Берник

Аннотация. Эффективное использование ультразвука в конкретных производственных процессах за счет воздействия колебаний окружающей среды, проявляющихся в физическом и химическом воздействии и их взаимодействия. Наиболее успешным является использование ультразвуковой кавитационной обработки жидких и рідкодисперсных сред, поскольку они эффективно реализовали механизм концентрации звуковой волны в условиях высокой плотности низкой плотности, что вызвано образованием, развитием и запугиванием кавитационных пузырьков. Исследование влияния кавитации на химические процессы в жидкости, эрозийного эффекта акустической кавитации, акустической кавитации, воздействия на биологические объекты в природе и интенсивности акустического шума, что сопровождается кавитацией, показали, что методы измерения параметров акустического поля можно разделить на прямые и косвенные. Прямые методы непосредственно измеряют параметры процесса кавитации, такие как измерение давления, возникающего при забивке кавитационных пузырьков. Для косвенных методов определяется технологический или физический эффект ультразвуковой кавитации. Анализ существующих исследований установил, что наиболее перспективный метод конфигурации измерений и напряженности акустической кавитации в поле кавитации реализуется с помощью гидрофонов. Измерения значений звукового давления проводили с помощью измерительных гидрофонов на основе пьезокерамики, в результате чего на крышках пьезоэлемента появляется разность потенциалов гидрофона, значение которого пропорционально звуковому давлению. Измеряя величину напряжения, пропорциональное звуковому давлению, проводили значения вольтметров рм в результате измеряемого напряжения, пропорционального давления не только звука, но и интенсивности ультразвуковых колебаний. Основные аналитические зависимости для определения звукового давления, ультразвуковых колебаний интенсивности радиационного импеданса позволили составить график, показывающий технологии обработки кавитации. Экспериментально подтверждено тождество закона распределения ультразвукового поля в воде и в технологической смеси с учетом его вымирания. Исследовательские резонансные пускатели установили излучатели, которые обеспечивают качественную кавитационную очистительную смесь возможна только на определенном расстоянии от излучения. Учет условий создания технологического оборудования дает возможность улучшить параметры кавитационной обработки рідкодисперсных сред путем минимизации затрат на энергию.

Ключевые слова: исследование, параметр, оборудование, технологическую среду.

I. N. Bernyk ORCID 0000-0003-3754-4186.

UDK 514.18

CONTINUOUS BENDING OF MINIMAL SURFACES, FORMED BY MEANS OF PLANE CURVES OF COMPLEX CURVATURE

S. F. Pylypaka, M. M. Mukvich

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

Speciality of article: 131 – applied mechanics.

Corresponding authors: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Article history: Received – October 2019, Accepted – January 2020.

Bibl. 10, fig. 12, tabl. 0.

Abstract. Analytical description of an one-parameter set of an associated minimal surfaces formed under their continuous bending, using complex variable was made. To find the equation of isotropic lines, parametric equations of logarithmic spiral and evolvent of circle defined by functions of natural parameter with complex curvature were used. Isotropic lines parametric equations are obtained from the condition of differential arc of spatial curve equality to zero. Analytical description of minimal surfaces and connected minimal surfaces were made in complex space with isotropic lines of grid transfer.

Expressions of the first and second quadratic forms of generated minimal surfaces coefficients were found. It is shown that the mean curvature of formed minimal surfaces equals zero at all points.

We investigated that minimum surface and connected minimal surface, which are formed on the base of isotropic line with the help of a logarithmic spiral with curvature of complex value share common properties with appropriate curvature surfaces built using logarithmic spiral curvature of actual value. Using various methods of analytical description of isotropic lines with evolvent of circle with curvature of complex value, minimal surfaces that with the replacement of variable have common properties with a curvature, but different metric characteristics were constructed.

Analytical description of one-parameter set of associated minimal surfaces allows to control their shape for solving various applications. Parametric equations of minimal surfaces were found in the form of elementary functions, allowing to explore their geometric properties and differential characteristics to optimize engineering methods of technical forms and architectural constructions design.

Key words: one-parameter set of associated minimal surfaces, isotropic line, logarithmic spiral, evolvent of the circle, function of a complex variable, complex curvature, mean curvature of a surface.

Introduction

An important problem of modeling of continuous frame of engineering forms and architectural constructions is taking into consideration their geometric and differential characteristics.

That's why the most essential are the design methods of curves and surfaces under specified conditions [1-3], research of trajectory of material points motion on the surface of the technical forms [4, 5], means of applying images to curved surfaces [6].

Formulation of problem

The average curvature at all points of a minimal surface equals zero, which is a prerequisite for solving the problem of finding the smallest surface area, which passes through a given plane or spatial curve. The geometrical shape of minimal surface provides even distribution of efforts in the shell of surface and extra rigidity. [7]

The first researches of minimal surfaces are known from J. Lagrange's publications, he considered a practical problem [8]: "To find the smallest surface area that stretched to the specified contour" (1786). J. Lagrange concluded that the smallest surface area, given by the function must satisfy Euler-Lagrange equation [8]:

$$(1 + q^2) \frac{\partial^2 z}{\partial x^2} - 2pq \frac{\partial^2 z}{\partial x \partial y} + (1 + p^2) \frac{\partial^2 z}{\partial y^2} = 0, \quad (1)$$

$$\text{where: } p = \frac{\partial z}{\partial x}, q = \frac{\partial z}{\partial y}.$$

G. Monge in 1776 found that the equality of mean curvature to zero is a prerequisite of minimal surface area.

Euler-Lagrange's differential equation (1) generally is not integrated so one of the modern research directions of minimal surfaces analytical description is to improve methods of numerical integration [9, 10].

In works [7, 11-13] for designing surfaces of technical forms and architectural constructions, grapho-analytical methods of surfaces construction close to

minimal were developed. Geometric modeling of deformed sheet of parabolic reflector that takes a shape close to the minimum surface was made in the research [14].

A special area of research related to finding analytical description of minimal surfaces using the elementary functions is development of methods that use complex variable properties.

Analysis of recent research results

To find analytical description of minimal surfaces by means of complex variable it is necessary to find parametric equations of zero length isotropic lines [15].

The authors of the research [16, 17] found parametric equations for isotropic lines according to Weierstrass and Schwarz formulas only in some cases. Modeling of isotropic lines with the help of fundamental splines was considered in work [18]. The method of analytical description of minimal surfaces using isotropic curves that lie on the surfaces of rotation assigned to isometric grid lines was realized in works [19-21]. In work [22] for analytical description of isotropic lines parametric equations of logarithmic spiral defined by functions of natural parameter with real curvature were used.

The opportunity to study analytical description of isotropic lines and corresponding minimal surfaces using planar curves with complex curvature value is required.

Purpose of research

To find analytical description of isotropic lines using parametric equations of logarithmic spiral and evolute of circle, defined by functions of natural parameter with the complex curvature. Using isotropic lines to find analytical description of one-parameter set of associated minimal surfaces formed at their continuous bending.

Results of research

Consider a plane curve, given by the complex curvature value:

$$k(s) = \frac{1}{i \cdot a \cdot s}, \quad (2)$$

where: a – parameter curve, i – imaginary unit, s – the arc length of the curve.

If $a = -i$, then expression (2) define curvature of logarithmic spiral.

Curvature of a plane curve $k(s)$ is determined from the formula [23]:

$$k(s) = \frac{d\varphi}{ds}, \quad (3)$$

where: φ – angle between tangent curve and x -axis.

Calling the condition $\varphi(0) = 0$, we get plane curvature equation [23] from natural parameter s :

$$\begin{aligned} x(s) &= x(0) + \int_0^s \cos \left[\int_0^s k(s) ds \right] \cdot ds, \\ y(s) &= y(0) + \int_0^s \sin \left[\int_0^s k(s) ds \right] \cdot ds. \end{aligned} \quad (4)$$

Substituting the expression of complex curvature values (2) y (4), then under the conditions $x(0) = 0$ i $y(0) = 0$, get:

$$\begin{aligned} x(s) &= \frac{a \cdot s}{a^2 - 1} \cdot \left[a \cdot \operatorname{ch} \left(\frac{\ln s}{a} \right) - \operatorname{sh} \left(\frac{\ln s}{a} \right) \right], \\ y(s) &= \frac{i \cdot a \cdot s}{a^2 - 1} \cdot \left[-\operatorname{ch} \left(\frac{\ln s}{a} \right) + a \operatorname{sh} \left(\frac{\ln s}{a} \right) \right]. \end{aligned} \quad (5)$$

From condition [15] $(x')^2 + (y')^2 + (z')^2 = 0$ define the expression $z(s) = i \cdot s$ and write parametric equations of isotropic spatial lines:

$$\begin{aligned} x(s) &= \frac{a \cdot s}{a^2 - 1} \cdot \left[a \cdot \operatorname{ch} \left(\frac{\ln s}{a} \right) - \operatorname{sh} \left(\frac{\ln s}{a} \right) \right], \\ y(s) &= \frac{i \cdot a \cdot s}{a^2 - 1} \cdot \left[-\operatorname{ch} \left(\frac{\ln s}{a} \right) + a \operatorname{sh} \left(\frac{\ln s}{a} \right) \right], \end{aligned} \quad (6)$$

$$z(s) = i \cdot s.$$

To find the equations of minimal and associated minimal surface, it is necessary to introduce replacement in isotropic curve parametric equations (6) [22]: $s = u + i \cdot v$. Then we get parametric equations of minimal surface $X(u, v)$, $Y(u, v)$, $Z(u, v)$:

$$\begin{aligned} X(u, v) &= \operatorname{Re}\{x(u + i \cdot v)\}, \\ Y(u, v) &= \operatorname{Re}\{y(u + i \cdot v)\}, \\ Z(u, v) &= \operatorname{Re}\{i \cdot (u + i \cdot v)\}, \end{aligned} \quad (7)$$

and associated minimal surface $X^*(u, v)$, $Y^*(u, v)$, $Z^*(u, v)$:

$$\begin{aligned} X^*(u, v) &= \operatorname{Im}\{x(u + i \cdot v)\}, \\ Y^*(u, v) &= \operatorname{Im}\{y(u + i \cdot v)\}, \\ Z^*(u, v) &= \operatorname{Im}\{i \cdot (u + i \cdot v)\}. \end{aligned} \quad (8)$$

Separating real and imaginary parts for each function (6), according to (7), (8), get the equation of minimal surface:

$$\begin{aligned} X(u, v) &= \frac{a}{a^2 - 1} \cdot [u \cdot \cos(\beta) \cdot (a \operatorname{ch} \gamma - \operatorname{sh} \gamma) - \\ &\quad - v \cdot \sin(\beta) \cdot (a \operatorname{sh} \gamma - \operatorname{ch} \gamma)], \\ Y(u, v) &= \frac{a}{a^2 - 1} \cdot [v \cdot \cos(\beta) \cdot (a \operatorname{sh} \gamma - \operatorname{ch} \gamma) + \\ &\quad + u \cdot \sin(\beta) \cdot (a \operatorname{ch} \gamma - \operatorname{sh} \gamma)], \\ Z(u, v) &= -v, \end{aligned} \quad (9)$$

where: $\beta = \beta(u; v) = \frac{1}{a} \operatorname{arctg}\left(\frac{v}{u}\right)$,

$$\gamma = \gamma(u; v) = \frac{\ln(u^2 + v^2)}{2a},$$

and associated minimal surface:

$$X^*(u, v) = \frac{a}{a^2 - 1} \cdot [v \cdot \cos(\beta) \cdot (a \operatorname{ch} \gamma - \operatorname{sh} \gamma) + u \cdot \sin(\beta) \cdot (a \operatorname{sh} \gamma - \operatorname{ch} \gamma)],$$

$$Y^*(u, v) = \frac{a}{a^2 - 1} \cdot [u \cdot \cos(\beta) \cdot (-a \operatorname{sh} \gamma + \operatorname{ch} \gamma) + v \cdot \sin(\beta) \cdot (a \operatorname{ch} \gamma - \operatorname{sh} \gamma)], \quad (10)$$

$$Z^*(u, v) = u,$$

where: $\beta(u; v) = \frac{1}{a} \operatorname{arctg}\left(\frac{v}{u}\right)$, $\gamma(u; v) = \frac{\ln(u^2 + v^2)}{2a}$.

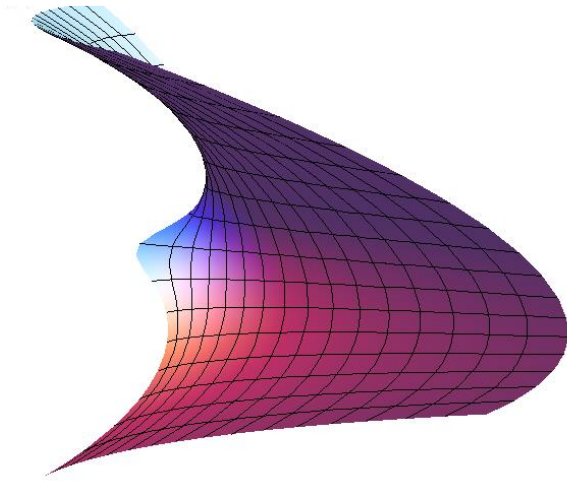


Fig. 1. Minimal surface built on equations (9).

In Fig. 1 minimal surface is shown, in Fig. 2 associated minimal surface is shown, which were built according to equations (9), (10) accordingly at $a = 0,9$, $u \in (0; 4]$, $v \in [-3; \dots 3]$.

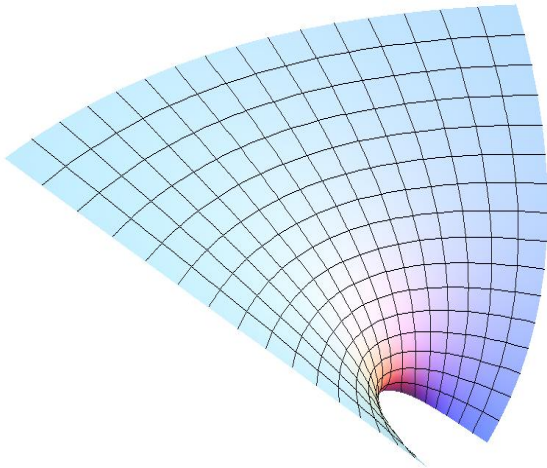


Fig. 2. Associated minimal surface built on equations (10).

We find coefficients of the first quadratic form of surface $X(u, v)$, $Y(u, v)$, $Z(u, v)$, which define metric properties of the surface according to the formulas [23]:

$$\begin{aligned} E &= (X'_u)^2 + (Y'_u)^2 + (Z'_u)^2, \\ F &= X'_u \cdot X'_v + Y'_u \cdot Y'_v + Z'_u \cdot Z'_v, \\ G &= (X'_v)^2 + (Y'_v)^2 + (Z'_v)^2. \end{aligned} \quad (11)$$

The coefficients of the first quadratic form of minimal surface (9) and the associated surface (10) equal to:

$$E = G = \left[\frac{\ln(u^2 + v^2)}{2a} \right]^2, \quad F = 0. \quad (12)$$

We find expressions of a second quadratic form of surface $X(u, v)$, $Y(u, v)$, $Z(u, v)$, that define the surface curvature properties of according to the formulas [23]:

$$\begin{aligned} L &= \frac{1}{\sqrt{EG - F^2}} \cdot \begin{vmatrix} X''_{uu} & Y''_{uu} & Z''_{uu} \\ X'_u & Y'_u & Z'_u \\ X'_v & Y'_v & Z'_v \end{vmatrix}, \\ M &= \frac{1}{\sqrt{EG - F^2}} \cdot \begin{vmatrix} X''_{uv} & Y''_{uv} & Z''_{uv} \\ X'_u & Y'_u & Z'_u \\ X'_v & Y'_v & Z'_v \end{vmatrix}, \\ N &= \frac{1}{\sqrt{EG - F^2}} \cdot \begin{vmatrix} X''_{vv} & Y''_{vv} & Z''_{vv} \\ X'_u & Y'_u & Z'_u \\ X'_v & Y'_v & Z'_v \end{vmatrix}. \end{aligned} \quad (13)$$

The coefficients of the second quadratic form of minimal surface (9) equal to:

$$L = -N = -\frac{v}{a(u^2 + v^2)}, \quad M = \frac{u}{a(u^2 + v^2)}.$$

The coefficients of the second quadratic form of associated minimal surface (10) equal to:

$$L^* = -N^* = -\frac{u}{a(u^2 + v^2)}, \quad M^* = -\frac{v}{a(u^2 + v^2)}.$$

The coefficients of the first and second quadratic forms of the constructed minimal surfaces (9) and (10), turn the expression of mean curvature

$$H = \frac{E \cdot N - 2 \cdot F \cdot M + G \cdot L}{2(E \cdot G - F^2)}$$

for each of the specified surfaces to zero.

Comparing expressions of coefficients of quadratic forms, it should be noted that for isotropic line (2) with complex curvature constructed minimal surfaces (9) and (10) that have common properties curvature but different metric properties of minimal surfaces formed by the study [22] with isotropic curve found based on parametric equations logarithmic spiral.

Minimal surfaces built on equations (9) and (10) have the same expression (12) of coefficients of the first quadratic form, that's why they allow continuous bending one above the other. Equations of one-parameter set of

associated minimal surfaces formed with continuous bending are of the form [22]:

$$\begin{aligned} X_{\varphi}(u, v) &= X(u, v)\cos\varphi + X^*(u, v)\sin\varphi, \\ Y_{\varphi}(u, v) &= Y(u, v)\cos\varphi + Y^*(u, v)\sin\varphi, \\ Z_{\varphi}(u, v) &= Z(u, v)\cos\varphi + Z^*(u, v)\sin\varphi, \end{aligned} \quad (14)$$

where: $X(u, v), Y(u, v), Z(u, v)$ – parametric equations of minimal surface (9), $X^*(u, v), Y^*(u, v), Z^*(u, v)$ – parametric equations of associated minimal surface (10), φ – bending parameter of surfaces, $\varphi \in \left[0; \frac{\pi}{2}\right]$.

It is obviously that $\varphi = 0$ equations (14) define the minimal surface (9), at $\varphi = \frac{\pi}{2}$ equations (14) define the associated minimal surface (10), for other values $\varphi \in \left(0; \frac{\pi}{2}\right)$ equations (14) define associated minimal surfaces [19].

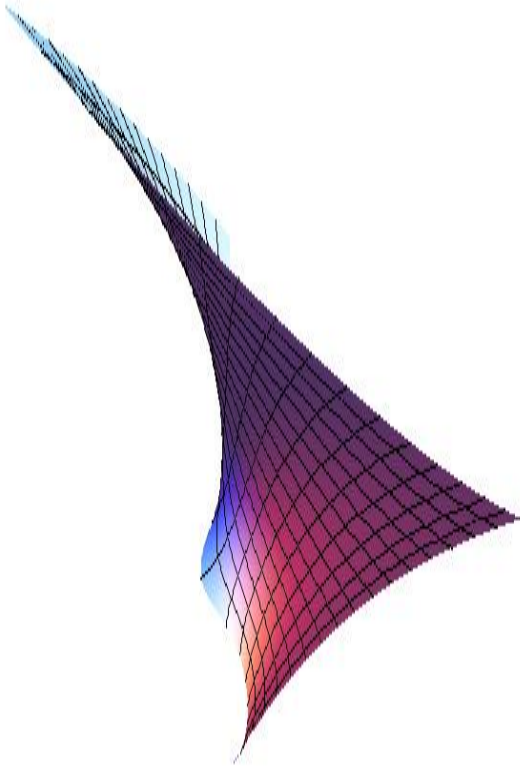


Fig. 3. Associated minimal surface built on equations (14) in accordance with $\varphi = \frac{\pi}{4}$.

In Fig. 3 we show a minimal associated surface constructed on equations (14) in accordance with $\varphi = \frac{\pi}{4}$, $a = 0,9$, $u \in [0; 4]$, $v \in [-3; \dots 3]$.

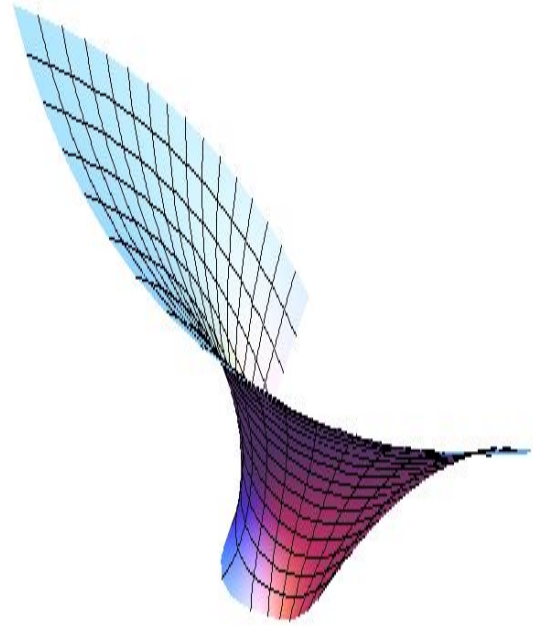


Fig. 4. Associated minimal surface built on equations (14) in accordance with $\varphi = \frac{3\pi}{8}$.

All associated minimal surfaces have equal corresponding expressions (12) of the first quadratic form coefficients.

Consider a plane curve, given by complex value of the curvature:

$$k(s) = \frac{1}{\sqrt{2a \cdot i \cdot s}}, \quad (15)$$

where: a – the parameter curve, i – imaginary unit, s – arc length of a curve.

If $a = -i$, then expression (15) specifies the curvature of evolvent of a circle. Substitute the value of complex curvature (15) in (4), then under meeting the conditions $x(0) = 0$ and $y(0) = 0$, obtain:

$$\begin{aligned} x(s) &= i \cdot a \left[\cos \sqrt{-\frac{2is}{a}} + \sqrt{-\frac{2is}{a}} \sin \sqrt{-\frac{2is}{a}} \right], \\ y(s) &= -i \cdot a \left[\sqrt{-\frac{2is}{a}} \cos \sqrt{-\frac{2is}{a}} - \sin \sqrt{-\frac{2is}{a}} \right]. \end{aligned} \quad (16)$$

From condition $(x')^2 + (y')^2 + (z')^2 = 0$ [15] define the expression $z(s) = i \cdot s$ and write the parametric equations of a spatial isotropic line:

$$\begin{aligned} x(s) &= i \cdot a \left[\cos \sqrt{-\frac{2is}{a}} + \sqrt{-\frac{2is}{a}} \sin \sqrt{-\frac{2is}{a}} \right], \\ y(s) &= -i \cdot a \left[\sqrt{-\frac{2is}{a}} \cos \sqrt{-\frac{2is}{a}} - \sin \sqrt{-\frac{2is}{a}} \right], \end{aligned} \quad (17)$$

$$z(s) = i \cdot s$$

To find the equations of minimal and associated minimal surface it is necessary to change parametric

equations of isotropic curve (17) [22]: $s = u + i \cdot v$. Then, we will obtain a parametric equations of minimal surfaces $X_1(u, v)$, $Y_1(u, v)$, $Z_1(u, v)$:

$$\begin{aligned} X_1 &= -a \cdot m \cdot \operatorname{ch}(m \cdot \sin \alpha) \cdot \sin \alpha \cdot \sin(m \cdot \cos \alpha) + \\ &\quad + a \operatorname{sh}(m \sin \alpha) \times \\ &\quad \times [\sin(m \cdot \cos \alpha) - m \cdot \cos \alpha \cdot \cos(m \cos \alpha)], \\ Y_1 &= -a \cdot m \cdot \operatorname{ch}(m \cdot \sin \alpha) \cdot \sin \alpha \cdot \cos(m \cdot \cos \alpha) + \\ &\quad + a \operatorname{sh}(m \sin \alpha) \times \\ &\quad \times [\cos(m \cos \alpha) + m \cos \alpha \sin(m \cos \alpha)], \\ Z_1(u, v) &= -v, \end{aligned} \quad (18)$$

$$\text{where: } m = m(u, v) = \sqrt{2} \left(\frac{u^2 + v^2}{a^2} \right)^{\frac{1}{4}},$$

$$\alpha = \alpha(u, v) = -\frac{1}{2} \operatorname{arctg} \left(\frac{u}{v} \right)$$

and associated minimal surface $X_1^*(u, v)$, $Y_1^*(u, v)$, $Z_1^*(u, v)$:

$$\begin{aligned} X_1^* &= -a \cdot m \cdot \operatorname{sh}(m \cdot \sin \alpha) \sin \alpha \cdot \cos(m \cdot \cos \alpha) + \\ &\quad + a \cdot \operatorname{ch}(m \sin \alpha) \times \\ &\quad \times [\cos(m \cdot \cos \alpha) + m \cdot \cos \alpha \cdot \sin(m \cdot \cos \alpha)]; \\ Y_1^* &= a \cdot m \cdot \operatorname{sh}(m \cdot \sin \alpha) \cdot \sin \alpha \cdot \sin(m \cdot \cos \alpha) + \\ &\quad + a \operatorname{ch}(m \sin \alpha) \times \\ &\quad \times [-\sin(m \cdot \cos \alpha) + m \cdot \cos \alpha \cdot \cos(m \cos \alpha)]; \\ Z_1^* &= u. \end{aligned} \quad (19)$$

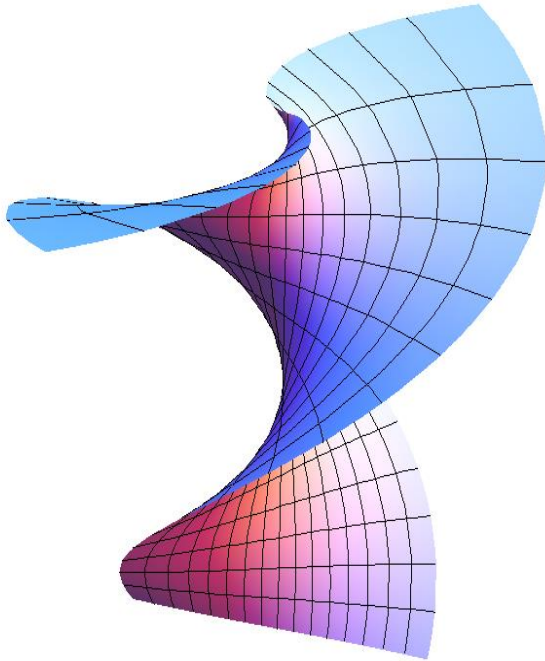


Fig. 5. Minimal surface built on equations (18)

In Fig. 5 a minimal surface is shown, Fig. 6 shows an associated minimal surface, that are built on equations

(18), (19) in accordance with $a = 0,5$, $u \in [-3; \dots 3]$, $v \in (0; 16]$

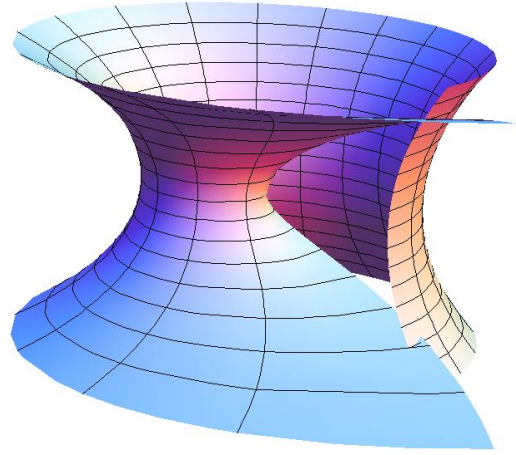


Fig. 6. Associated minimal surface built on equations (19).

The coefficients of the first quadratic form of minimal surface (18) and the associated surface (19) found by formula (11) equal to:

$$E = G = \operatorname{ch}^2 \left[\sqrt{2} \left(\frac{u^2 + v^2}{a^2} \right)^{\frac{1}{4}} \sin \left(\frac{1}{2} \operatorname{arctg} \frac{u}{v} \right) \right]; \quad (20)$$

$F = 0$.

The coefficients of the second quadratic form of minimal surface (18) found by formula (13) equal to:

$$\begin{aligned} L = -N &= \frac{v}{2(u^2 + v^2)} \cdot \sqrt{2 + \frac{2u^2}{v^2} \left(\frac{u^2 + v^2}{a^2} \right)^{\frac{1}{4}}} \times \\ &\times \left[(v^2 - u^2) \sin \left(\frac{3}{2} \operatorname{arctg} \frac{u}{v} \right) - 2uv \cos \left(\frac{3}{2} \operatorname{arctg} \frac{u}{v} \right) \right], \\ M &= \frac{-v}{2(u^2 + v^2)} \cdot \sqrt{2 + \frac{2u^2}{v^2} \left(\frac{u^2 + v^2}{a^2} \right)^{\frac{1}{4}}} \times \\ &\times \left[(v^2 - u^2) \cos \left(\frac{3}{2} \operatorname{arctg} \frac{u}{v} \right) + 2uv \sin \left(\frac{3}{2} \operatorname{arctg} \frac{u}{v} \right) \right]. \end{aligned}$$

The coefficients of the second quadratic form of associated minimal surface (19) equal to:

$$L^* = -N^* = -M, \quad M^* = -L,$$

where: M and L – the coefficients of the second quadratic form of minimal surface (18).

The coefficients of the first and second quadratic forms of the constructed minimal surfaces (18) and (19), turn the expression of mean curvature

$$H = \frac{E \cdot N - 2 \cdot F \cdot M + G \cdot L}{2(E \cdot G - F^2)} \text{ for each of the specified surfaces to zero.}$$

Minimal surfaces built on equations (18) and (19) have equal expressions (20) of the first quadratic form, that's why they allow continuous bending one upon the other. Equation of a one-parameter set of associated minimal surfaces formed under continuous bending are of the form [22]:

$$\begin{aligned} X_\varphi(u, v) &= X_1(u, v)\cos\varphi + X_1^*(u, v)\sin\varphi; \\ Y_\varphi(u, v) &= Y_1(u, v)\cos\varphi + Y_1^*(u, v)\sin\varphi; \\ Z_\varphi(u, v) &= Z_1(u, v)\cos\varphi + Z_1^*(u, v)\sin\varphi, \end{aligned} \quad (21)$$

where: $X_1(u, v); Y_1(u, v); Z_1(u, v)$ – parametric equations of minimal surface (18),

$X_1^*(u, v); Y_1^*(u, v); Z_1^*(u, v)$ – parametric equations of associated minimal surface (19),

φ – bending parameter of surfaces, $\varphi \in \left[0; \frac{\pi}{2}\right]$.

At $\varphi = 0$ equations (21) define minimal surface (18), at $\varphi = \frac{\pi}{2}$ equations (21) define associated minimal

surface (19), at other values $\varphi \in \left(0; \frac{\pi}{2}\right)$ equations (21) define associated minimal surfaces [19].

In Fig. 7, Fig. 8, Fig. 9, Fig. 10 images associated minimal surfaces built on equations (21) in accordance for $a = 0,9$, $u \in [-3; \dots 3]$, $v \in (0; 10]$, at $\varphi = \frac{\pi}{8}$,

$\varphi = \frac{\pi}{6}$, $\varphi = \frac{\pi}{4}$, $\varphi = \frac{3\pi}{8}$ respectively are built. These minimal surfaces are formed under continuous bending of a minimal surface (18) to attached minimal surface (19).

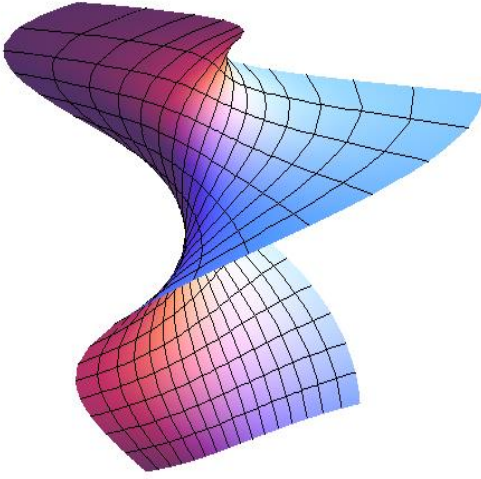


Fig. 7. Associated minimal surface built at $\varphi = \frac{\pi}{8}$.

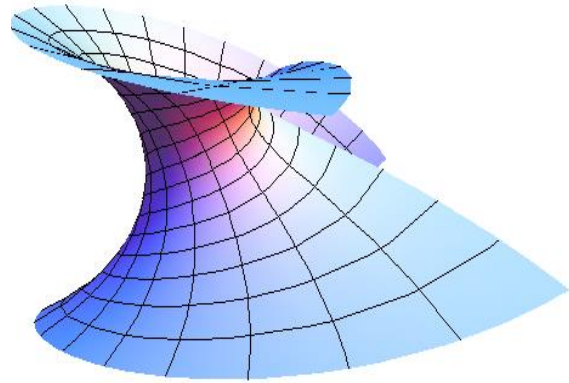


Fig. 9. Associated minimal surface built at $\varphi = \frac{\pi}{3}$.

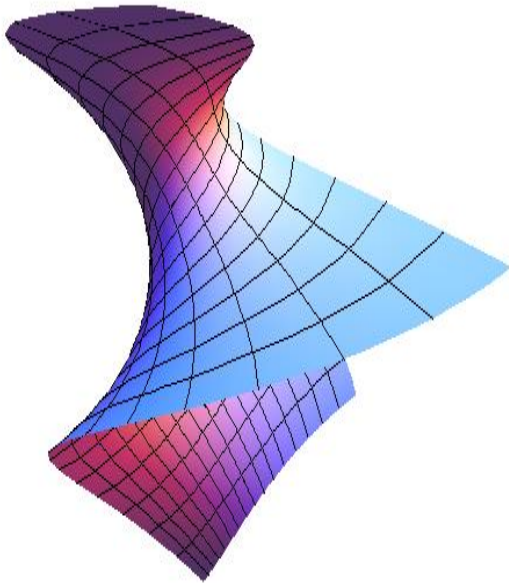


Fig. 8. Associated minimal surface built at $\varphi = \frac{\pi}{4}$.

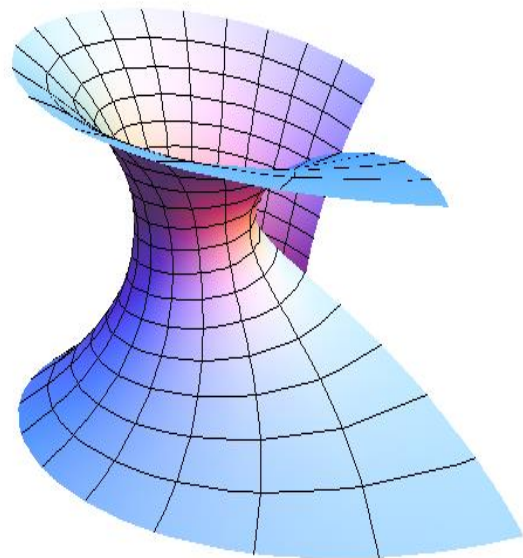


Fig. 10. Associated minimal surface built at $\varphi = \frac{3\pi}{8}$.

All built associated minimal surfaces have equal corresponding expressions (20) of the first quadratic form coefficients.

Consider a plane curve, given by complex value of the curvature:

$$k(s) = \frac{i}{\sqrt{2a \cdot i \cdot s}}, \quad (22)$$

where: a – the parameter curve, i – imaginary unit, s – arc length of a curve.

Substitute the value of complex curvature (22) in (4), then under meeting the conditions $x(0) = 0$ and $y(0) = 0$, obtain:

$$\begin{aligned} x(s) &= a \left[-\operatorname{ch} \sqrt{\frac{2s}{a}} + \sqrt{\frac{2s}{a}} \cdot \operatorname{sh} \sqrt{\frac{2s}{a}} \right]; \\ y(s) &= i \cdot a \left[\sqrt{\frac{2s}{a}} \cdot \operatorname{ch} \sqrt{\frac{2s}{a}} - \operatorname{sh} \sqrt{\frac{2s}{a}} \right]. \end{aligned} \quad (23)$$

From condition $(x')^2 + (y')^2 + (z')^2 = 0$ [15, p. 14] define the expression $z(s) = i \cdot s$ and write the parametric equations of a spatial isotropic line:

$$\begin{aligned} x(s) &= a \left[-\operatorname{ch} \sqrt{\frac{2s}{a}} + \sqrt{\frac{2s}{a}} \cdot \operatorname{sh} \sqrt{\frac{2s}{a}} \right]; \\ y(s) &= i \cdot a \left[\sqrt{\frac{2s}{a}} \cdot \operatorname{ch} \sqrt{\frac{2s}{a}} - \operatorname{sh} \sqrt{\frac{2s}{a}} \right]; \\ z(s) &= i \cdot s \end{aligned} \quad (24)$$

To find the equations of minimal and associated minimal surface it is necessary to change parametric equations of isotropic curve (24) [22]: $s = u + i \cdot v$. Then, we will obtain a parametric equations of minimal surfaces $X_2(u, v)$, $Y_2(u, v)$, $Z_2(u, v)$:

$$\begin{aligned} X_2 &= a \cdot m \cdot \operatorname{sh}(m \cdot \cos \alpha) \cdot \cos \alpha \cdot \cos(m \cdot \sin \alpha) - \\ &\quad - a \cdot \operatorname{ch}(m \cdot \cos \alpha) \times \\ &\quad \times [\cos(m \cdot \sin \alpha) + m \cdot \sin \alpha \cdot \sin(m \sin \alpha)], \\ Y_2 &= -a \cdot m \cdot \operatorname{sh}(m \cdot \cos \alpha) \cdot \cos \alpha \cdot \sin(m \cdot \sin \alpha) + \\ &\quad + a \cdot \operatorname{ch}(m \sin \alpha) \times \\ &\quad \times [\sin(m \cos \alpha) - m \sin \alpha \cos(m \sin \alpha)], \\ Z_2(u, v) &= -v, \end{aligned} \quad (25)$$

$$\text{where: } m = m(u, v) = \sqrt{2} \left(\frac{u^2 + v^2}{a^2} \right)^{\frac{1}{4}},$$

$$\alpha = \alpha(u, v) = -\frac{1}{2} \operatorname{arctg} \left(\frac{v}{u} \right)$$

and associated minimal surface $X_2^*(u, v)$, $Y_2^*(u, v)$, $Z_2^*(u, v)$:

$$\begin{aligned} X_2^* &= a \cdot m \cdot \operatorname{ch}(m \cdot \cos \alpha) \cos \alpha \cdot \sin(m \cdot \sin \alpha) + \\ &\quad + a \cdot \operatorname{sh}(m \cdot \cos \alpha) \times \\ &\quad \times [-\sin(m \cdot \sin \alpha) + m \cdot \sin \alpha \cdot \cos(m \cdot \sin \alpha)], \\ Y_2^* &= a \cdot m \cdot \operatorname{ch}(m \cdot \cos \alpha) \cdot \cos \alpha \cdot \cos(m \cdot \sin \alpha) - \\ &\quad - a \cdot \operatorname{sh}(m \cdot \cos \alpha) \times \\ &\quad \times [\cos(m \cdot \sin \alpha) + m \cdot \sin \alpha \cdot \sin(m \cdot \sin \alpha)], \end{aligned} \quad (26)$$

$$Z_2^* = u.$$

The coefficients of the first quadratic form of minimal surface (25) and the associated surface (26) found by formula (11) equal to:

$$E = G = \operatorname{ch}^2 \left[\sqrt{2} \left(\frac{u^2 + v^2}{a^2} \right)^{\frac{1}{4}} \cos \left(\frac{1}{2} \operatorname{arctg} \frac{v}{u} \right) \right], \quad (27)$$

$$F = 0.$$

The coefficients (27) of the first quadratic form of minimal surface are different from coefficients (20). For a plane curve given by complex value curvature

$$k(s) = \frac{i}{\sqrt{2a \cdot i \cdot s}},$$

it is possible to find coefficients of the first quadratic form of corresponding minimal surfaces.

The coefficients of the second quadratic form of minimal surfaces (25), (26) coincide with the coefficients of the minimal surfaces (18), (19), using the change of variables u to v .

The minimal surfaces (25), (26) have different metric properties with minimal surfaces (18), (19) respectively, but they have common properties of surface curvature.

Conclusions

1. The proposed method of finding isotropic curves parametric equations based on the logarithmic spiral and evolvent of circle with complex curvature allows to determine analytical description of one-parameter set of associated minimal surfaces formed under their continuous bending.

2. It is investigated that minimal surface and associated minimal surface, which are formed on the basis of a isotropic line using logarithmic spiral with curvature of the complex value share common properties of curvature with appropriate surfaces built using logarithmic spiral curvature of the real value. Using various methods of analytical description of isotropic lines with the help of evolvent of circle with curvature of complex value, minimal surfaces that with the replacement of variables have common properties of a curvature, but different metric characteristics were constructed.

3. Parametric equations of minimal surfaces were found in the form of elementary functions, which allows to explore their geometric properties and differential characteristics to optimize engineering methods to design technical forms and architectural constructions.

References

Список літератури

1. Pilipaka S. F., Babka V. N., Zaharova T. N. (2013). Constructing of flat curves in polar system of coordinates according to set properties at rotation around them pole. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Lublin, Vol. 15, No 3. 163–170.
2. Pilipaka S. F., Nesvidomin A. V., Zaharova T. N. (2013). Form of axis of flexible incompressible bar at its pushing on rough ramp with permanent speed. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Lublin, Vol. 15, No 4. 198–205.
3. Pylypaka S., Kremetz Ya., Kresan T. (2015). Projection of a mouldboard from a ruled surface on the set geodesic curve - a limiting mechanical trajectory of a seam. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Lublin, Vol. 17, No 3. 104–118.
4. Pilipaka S. F., Grishhenko I. Ju., Pilipaka T. S. (2010). The study of motion of particles on the inner surface of the inclined cylinder that rotates on its axis. MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. Tom 12B. Lublin. 115–120.
5. Klendiy N., Pilipaka S. (2015). The particle motion on the internal rough surface of a rotating cone with vertical axis. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Lublin, 2015. Vol. 17, No 3. P. 73–83.
6. Nesvidomin V. N., Pylypaka T. S., Kremetz T. S. (2014). Method of analytical mapping of flat images onto curvilinear surfaces. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Lublin, 2014. Vol. 16, No 3. P. 58–65.
7. Klyachin A. A., Truhlyayeva I. V. (2016). On convergence of polynomial solutions of minimal surface. Ufa Mathematical Journal, 8(1), 68–78.
8. Klyachin A. A., Panchenko A. G. (2016). Modeling minimum triangulated surfaces: error estimation calculating the area of the design of facilities. Science Journal of Volgograd State University. Mathematics. Physics, 3(34), 73–83.
9. Abdyshev A. A., Miftakhutdinov I. Kh., Osipov P. P. (2009). Design of shallow shells minimal surface. Kazan State University of Architecture and Engineering news, 2 (12), 86–92.
10. Bukhtyak M. S. (2017). Generalization of minimal surfaces and simulation of the shape of an orthotropic material construction. Tomsk state university journal of mathematics and mechanics, 45, 5–24.
11. Pylypaka S. F., Mukvich M. M. (2016). Construction a minimal surfaces using isotropic curves lying on the surface of a torus. MOTROL: International Journal on Operation of Farm and Agri-Food Industry Machinery, 18(3), 101–110.
12. Pylypaka S. F., Mukvich M. M., (2016). Analytical description isotropic line on surface pseudosphere and construction minimal surfaces. Scientific herald of national university of life and environmental sciences of Ukraine. Series: Technique and energy of APK, 254, 202–210.
1. Pilipaka S. F., Babka V. N., Zaharova T. N. Constructing of flat curves in polar system of coordinates according to set properties at rotation around them pole. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Lublin, 2013. Vol. 15, No 3. P. 163–170.
2. Pilipaka S. F., Nesvidomin A. V., Zaharova T. N. Form of axis of flexible incompressible bar at its pushing on rough ramp with permanent speed. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Lublin, 2013. Vol. 15, No 4. P. 198–205.
3. Pylypaka S., Kremetz Ya., Kresan T.. Projection of a mouldboard from a ruled surface on the set geodesic curve - a limiting mechanical trajectory of a seam. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Lublin, 2015. Vol. 17, No 3. P. 104–118.
4. Pilipaka S. F., Grishhenko I. Ju., Pilipaka T. S.. The study of motion of particles on the inner surface of the inclined cylinder that rotates on its axis. MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. Tom 12B. Lublin. 2010. P. 115–120.
5. Klendiy N., Pilipaka S. The particle motion on the internal rough surface of a rotating cone with vertical axis. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Lublin, 2015. Vol. 17, No 3. P. 73–83.
6. Nesvidomin V. N., Pylypaka T. S., Kremetz T. S. Method of analytical mapping of flat images onto curvilinear surfaces. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Lublin, 2014. Vol. 16, No 3. P. 58–65.
7. Klyachin A. A., Truhlyayeva I. V. On convergence of polynomial solutions of minimal surface. Ufa Mathematical Journal, 8(1), 2016. P. 68–78.
8. Клячин А. А., Панченко А. Г. Моделирование минимальных триангулированных поверхностей: оценка погрешности расчета площади проектирования объектов. Научный журнал Волгоградского государственного университета. Математика. Физика, 3(34), 2016. С. 73–83.
9. Абдюшев А. А., Мифтахутдинов И. Х., Осипов П. П. Конструкция неглубоких оболочек минимальной поверхности. Казанский государственный университет архитектуры и инженерных новостей, 2 (12), 2009. С. 86–92.
10. Бухтяк М. С. Обобщение минимальных поверхностей и моделирование формы конструкции ортотропного материала. Вестник Томского государственного университета по математике и механике, 45, 2017. С. 5–24.
11. Pylypaka S. F., Mukvich M. M. Construction a minimal surfaces using isotropic curves lying on the surface of a torus. MOTROL: International Journal on Operation of Farm and Agri-Food Industry Machinery, 18(3), 2016. P. 101–110.
12. Pylypaka S. F., Mukvich M. M. Аналітичний опис ізотропної лінії на поверхневій псевдосфері та будівельних мінімальних поверхнях. Науковий вісник Національного університету біоресурсів та природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК №254, 2016. С. 202–210.

БЕЗПЕРЕРВНЕ ВИГОТОВЛЕННЯ МІНІМАЛЬНИХ ПОВЕРХОНЬ, СФОРМОВАНИХ ЗАСОБАМИ ПЛАНОВИХ КРИВИХ КОМПЛЕКСНОЇ КРИВАТУРИ

С. Ф. Пилипака, М. М. Муквич

Анотація. Зроблено аналітичний опис однопараметричного набору пов'язаних мінімальних поверхонь, утворених при їх безперервному згинанні, використовуючи складну змінну. Для пошуку рівняння ізотропних ліній були використані параметричні рівняння логарифмічної спіралі та еволюції кола, визначені функціями природного параметра зі складною кривизною. Параметричні рівняння ізотропних ліній виходять із умови диференціальної дуги рівності просторової кривої до нуля. Аналітичний опис мінімальних поверхонь та з'єднаних мінімальних поверхонь був зроблений у складному просторі з ізотропними лініями передачі сітки.

Знайдено вирази першої та другої квадратичних форм утворених мінімальних коефіцієнтів поверхонь. Показано, що середня кривизна утворених мінімальних поверхонь дорівнює нулю у всіх точках.

Ми досліджували, що мінімальна поверхня та пов'язана мінімальна поверхня, які формуються на основі ізотропної лінії за допомогою логарифмічної спіралі із кривизною складного значення, поділяють загальні властивості з відповідними поверхнями кривизни, побудованими за допомогою логарифмічної спіральної кривизни фактичної величини. Використовуючи різні методи аналітичного опису ізотропних ліній з розвитком кола з кривизною складного значення, були побудовані мінімальні поверхні, які при заміні змінної мають спільні властивості з кривизною, але різні метричні характеристики.

Аналітичний опис однопараметричного набору пов'язаних мінімальних поверхонь дозволяє контролювати їх форму для вирішення різних застосувань. Параметричні рівняння мінімальних поверхонь були знайдені у вигляді елементарних функцій, що дозволяють дослідити їх геометричні властивості та диференціальні характеристики для оптимізації інженерних методів проектування технічних форм та архітектурних конструкцій.

Ключові слова: однопараметричний набір асоційованих мінімальних поверхонь, ізотропна лінія, логарифмічна спіраль, еволюція кола, функція складної змінної, комплексна кривизна, середня кривизна поверхні.

уравнения логарифмической спирали и эвольвенты окружности, определяемые функциями натурального параметра со сложной кривизной. Изотропные линии параметрических уравнений получены из условия дифференциальной дуги пространственной кривой, равной нулю. Аналитическое описание минимальных поверхностей и связанных минимальных поверхностей выполнено в сложном пространстве с изотропными линиями переноса сетки.

Найдены выражения первой и второй квадратичных форм сгенерированных коэффициентов минимальных поверхностей. Показано, что средняя кривизна сформированных минимальных поверхностей равна нулю во всех точках.

Мы исследовали, что минимальная поверхность и связанная минимальная поверхность, которые сформированы на основе изотропной линии с помощью логарифмической спирали с кривизной сложного значения, имеют общие свойства с соответствующими кривизнами поверхностей, построенных с использованием логарифмической спиральной кривизны действительного значения. Используя различные методы аналитического описания изотропных линий с выделением окружности с кривизной комплексного значения, были созданы минимальные поверхности, которые при замене переменной имеют общие свойства с кривизной, но были построены различные метрические характеристики.

Аналитическое описание однопараметрического набора связанных минимальных поверхностей позволяет контролировать их форму для решения различных задач. Параметрические уравнения минимальных поверхностей были найдены в виде элементарных функций, позволяющих исследовать их геометрические свойства и дифференциальные характеристики, оптимизировать инженерные методы проектирования технических форм и архитектурных сооружений.

Ключевые слова: однопараметрическое множество ассоциированных минимальных поверхностей, изотропная линия, логарифмическая спираль, эвольвентный круг, функция комплексной переменной, комплексная кривизна, средняя кривизна поверхности.

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

М. М. Муквич ORCID 0000-0003-0979-4671.

НЕПРЕРЫВНОЕ ИЗГОТОВЛЕНИЕ МИНИМАЛЬНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ, СФОРМИРОВАННЫХ СРЕДСТВАМИ ПЛАНОВЫХ КРИВЫХ КОМПЛЕКСНОЙ КРИВАТУРЫ

С. Ф. Пилипака, Н. Н. Муквич

Аннотация. Выполнено аналитическое описание однопараметрического набора связанных минимальных поверхностей, сформированных при их непрерывном изгибе, с использованием сложной переменной. Для нахождения уравнения изотропных линий были использованы параметрические

UDK 631:636

TECHNOLOGICAL BASIS FOR PROCESS CONTROL OF PRODUCTION OF POULTRY PRODUCTION

V. I. Rebenko

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

Speciality of article: 133 – industry engineering.

Corresponding author: vicnb@ukr.net

Article history: Received – October 2019, Accepted – January 2020.

Bibl. 5, fig. 7, tabl. 2.

Abstract. The article summarizes the existing domestic, European and North American methodological requirements to test set of machines for poultry.

Characterized that the method of comparing the values of indicators in the subject of complex regulatory requirements and with relevant indicators for complex analog.

It is also established that the results of mathematical processing of measurement data used for comparison with the required values of technical specifications with the state acceptance tests (technical terms, if state periodic testing) for a decision on the conformity of the test complex technical requirements to technical specifications). There are two possible cases.

Also, for comparison of parameters obtained in the prototype testing of complex equipment and complex analog calculate the significance of differences in means.

Recommendations from the results of testing complex take on the basis of results of comparison of values of indicators of the test of complex equipment technical requirements for supply, zootechnical requirements and values for complex analog.

Key words: methodology, requirement, test, complex, machine for poultry.

Introduction

Poultry is a company specialized intensive poultry meat or egg directly.

Poultry feed derived from feed mills, while products produced evenly and rhythmically throughout the year.

Consider the following methods of cultivation and poultry, sexual, cellular and combined. In the floor keeping chickens kept pas poultry house floor with possible walking or not. In keeping chickens are outdoors and find their own food, herbs, insects, mineral supplements and more.

Formulation of problem

With this increased maintenance labor costs and limited concentration of livestock. Floor cultivation and

breeding chickens is to use deep litter on the floor plan or mesh, good ventilation, optimal light conditions.

Analysis of recent research results

This increases the level of mechanization and automation of manufacturing processes, improves productivity, increases economic efficiency [1-5].

In keeping Cage chickens are placed in the cellular batteries consisting of several layers of cells [6, 7]. In each cell to accommodate 3-10 10-60 chickens or chicks [8-12]. Location chickens in small groups reduces stress in the formation of groups easier to observe them [13-15]. The relatively limited movement of chickens in cages leads to reduction of feed costs by 10-25% compared to the floor while keeping the same performance [16].

In keeping Cage increase the cost of the metal, but there is no need to litter in livestock increases 3-4 times per unit area [17-19].

Combined cultivation is that chickens to 1.5-2 months of age are kept in cages with heated and then transferred them to the floor in keeping light areas that are not heated. This method is used in small poultry farms [20].

Purpose of research

Purpose of research – to reveal the main methodological requirements to test a set of machines for poultry farming.

Results of research

The process of egg production can consider poultry pas example of a complete cycle, from hatching eggs and meat to the diet of laying (Fig. 1).

The process of production of dietary egg starts in 1 shop breeder chickens, which provides full economy hatching eggs. Breeder located in housings 10 thousand heads, divided into 4-5 sections.

The shop incubation grade 3 eggs, disinfects and lay in bulk incubators for chickens according to a given rate

of production. Streams 4 day-old chicks and 14 come from the workshops of incubation to 5 workshops

cultivation and breeding heifer replacement deha breeder 17.

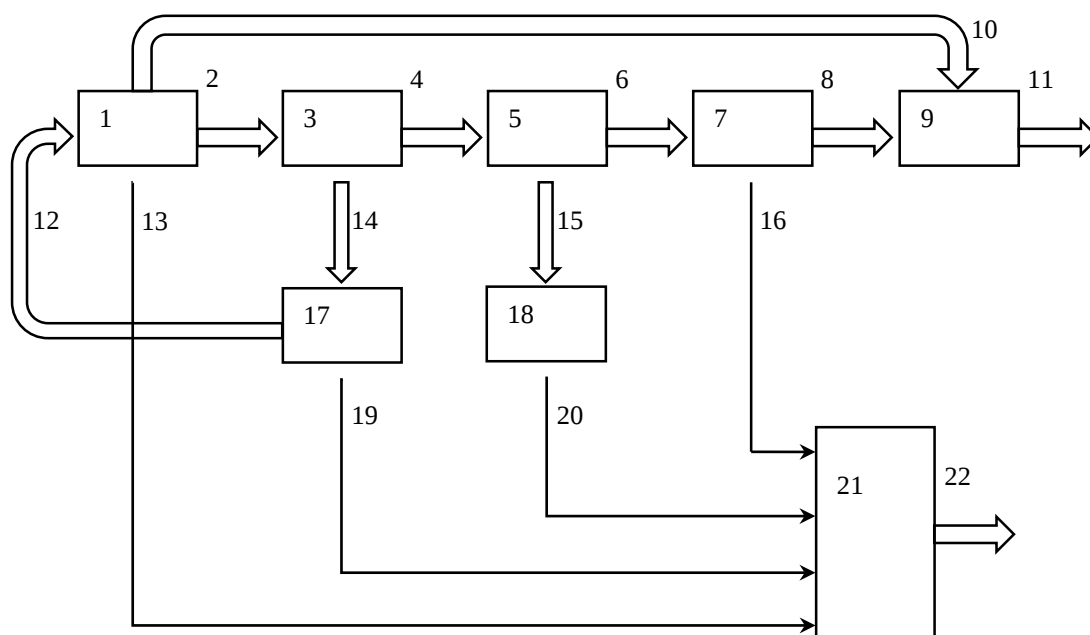


Fig. 1. Scheme of egg production process: 1 - shop of a parent herd, 2 - flow of incubation eggs, 3 - the shop of incubation, 4, 14 - streams of day-old chicks of industrial and pedigree herds, 5 - Growing shop, 6 - flow of young animals, 7 - industrial plant herd, 8, 10 - eggs flows, 9 - the shop for processing eggs, 11 - a stream of dietary eggs, 12 - the stream of repair young animals, 13, 16, 19, 20 - streams of discarded chickens in processing shops, 17 - Growing shop of young pigs of the parent flock, 15 - the flow of cockroaches, 18 - shop for fattening cocks, 21 - shop for processing chickens, 22 - sales of meat.

In plant breeding 5 day-old chicks are placed in a prepared disinfected room and hold up to 140 days of age, depending on the method of keeping the floor, in cages or in combination. Then the stream top 12 cockerels and chickens parental forms sent to the breeder, and 6 stream of young plant growing - for the acquisition of industrial herd of 7 to 180 days of age, they are at heifer replacement. Rooster separated from the chickens in the daily or 30-day age and sent to the plant feeding 18 which are raised for meat subject to special diets. Stream 20 cockerels egg breeds rent for slaughter at the age of 60-90 days, when they reach mass 700-1200 g. Shop 7 industrial flock of chickens is the main element that gives dietary eggs. Chickens are kept in cages without cockerels. Stream 8 eggs collected from the hens of industrial herd and unsuitable for incubation breeder 10 goes to the processing plant Egg 9, where they are sorted, cleaned, packed and sent for implementation. Main production sector towards the egg - an egg diet (stream 11), and support - from chicken rejected (13, 19, 20, 16) chickens, roosters and nourished cockerels. The shop processing chickens spend 21 slaughter, processing carcasses, sorting, cooling and packaging for sale. Industrial aviary egg direction control is a complex subject with many uncertain ties.

Analysis of facility management is complicated by the fact that the processes in the poultry house, providing reception planned number of eggs do not occur during continuous operation, due to the presence of a large number of random disturbances. It should also be noted that the facility management total number of parameters to take into account when calculating the value

management rather large. The composition of the flow of information can be found by expert assessments at three levels: engineer operator, foreman, chief specialist. To ensure the validity of the results of examination recommended rank correlation method which allows to determine the relationship between the findings of the panel. For poultry egg direction, the flow of information can be presented three types of parameters: technical, technology, technical and economic.

Prospects of automation in poultry. We were designed microprocessor control and process control in the poultry house. Fragments of the system implemented on the farm "Kyiv" and achieved high economic performance. The principle of operation of the system shown in the block diagram (Fig. 2). Process control by means of microcontrollers UYS2721. To improve the reliability of the control of the controller duplicated. When leaving one microcontroller system is blocked and process control equipment and takes over another controller. This signal is formed in damage to unit coordination and implementation of parallel processors. When a mismatch control signal signal appears the damage coming on both processors. The result is an automatic test both processors in which determine the one that failed. Allowing management of non-working CPU will then be available.

Management in this case, go to the processor, and display information through the block will be presented to the operator. Control signals from the processor enters the processor, and then depending on the type of control equipment enters the decryption unit, or digital-to-analog converter.

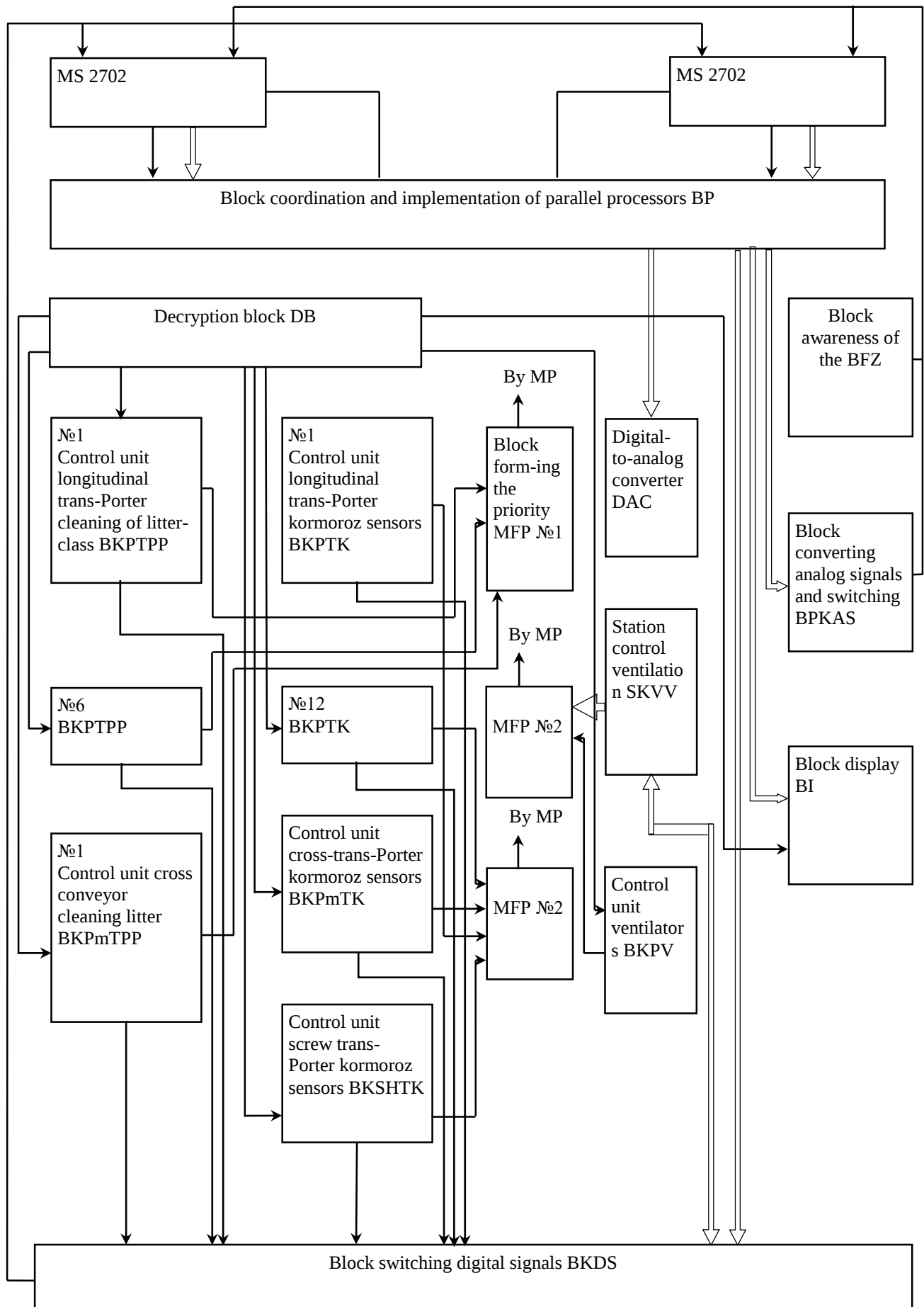


Fig. 2. Block diagram of the microprocessor system of monitoring and control of technological parameters in the poultry house.



Fig. 3. Exterior of water



Fig. 4. Appearance feed flow type ECHO

To control the ventilation control signal in the form of eight parallel code enters the digital-to-analog converter where converted to an analog signal into a voltage and hits the boards ventilation. Managing other technological equipment decryption unit carried out by forming a control signal on it.

To control the process control unit used kormorozdachi longitudinal conveyor kormorozdachi LP ... L'12 control unit kormorozdachi cross conveyor, screw conveyor control unit kormorozdachi.

To control the process of removing litter from the block decryption signal supplied to the control unit longitudinal conveyor cleaning litter N1 ... N6, and the control unit transverse conveyor cleaning litter. Forced ventilation to control signal from the decryption unit enters the control unit ventilators. At malfunction in the control circuit electrical equipment, the failure of electric motors, with output operating modes beyond the nominal power in the formation of a priority signal which generates an interrupt signal entering the microprocessor.

Information about the rejection and the current values (on request) process parameters is formed and displayed in the block display.

Request current values of microclimate organization formed in the block query. Converting analog signals and input them into the microprocessor is in unit conversion and switching of analog signals.

In this system, such converters used (Fig. 3-5): temperature measuring – sensor type TSM, for humidity – sensor type DV-1K, to measure the cost of feed – flow type ECHO, for measuring water consumption – flow type IP.

IT farm designed and put into operation the first stage of the automatic control system integrated poultry farms (Fig. 6). Hierarchical it has two levels: the automated production management system, it includes automated dispatch control system and two automated process control systems – automated process control systems and automated power management process poultry. Through an automated system supervisory control is centralized temperature control in poultry houses – the system “Chestnut-T” – and centralized control and management regime in light housings – “Chestnut-C”.

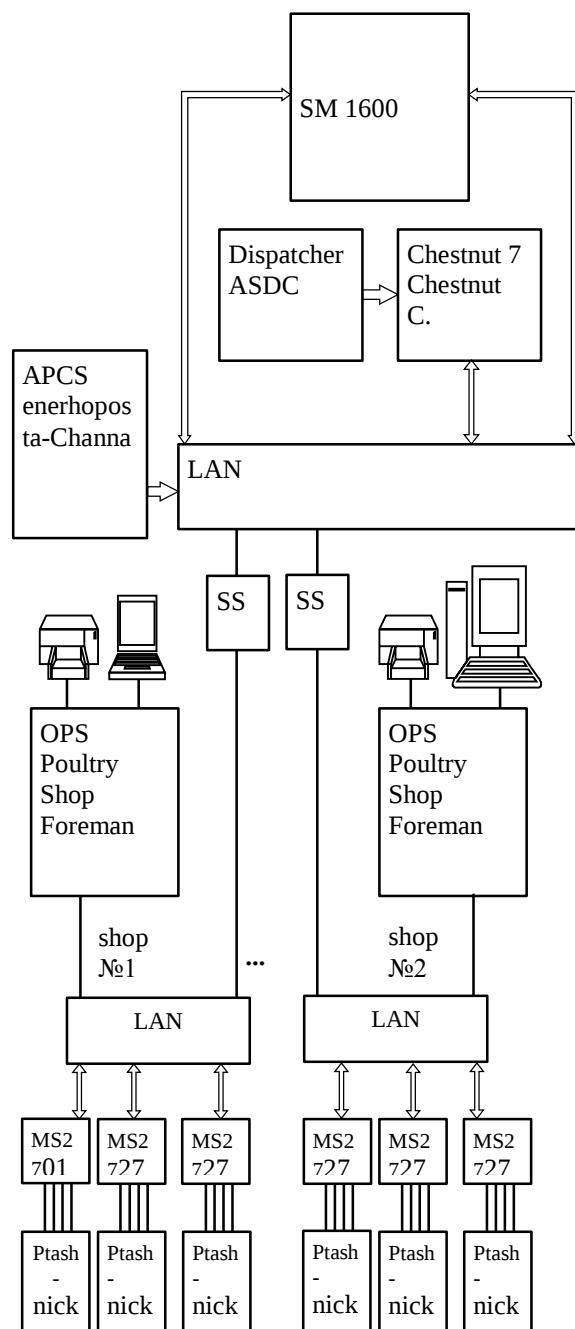


Fig. 6. Physical structure of the automated control system of technological processes at the poultry farm: ADCS - automated dispatch control system, DC - device of conjugation, OpD - operator's desk



Fig. 7. Cell battery CBN for keeping chickens: 1 – drinking equipment, 2 – frame, 3 – cage, 4 – feeder, 5 – fodder breeder.

Table 1. Technical support this level is made on the basis of microcomputer CM 1810.

Settings		
technical	technological	feasibility
Failure: fan motor, Engine cellular batteries. Control operability of electrical equipment (motors protection). Diagnosis and forecasting of electric motors. Diagnosis and management circles of power networks (primary measuring transducers). Self control systems. Work tidal ventilation and exhaust systems. Work ventilators and water heaters.	Temperature: inner, external. The concentration of CO ₂ . Illumination during daylight hours. The growth of mass poultry. The velocity of the air. The temperature of the coolant, which is fed to the poultry house heating system. Number of coolant that passes through the circle opposite the shop and each poultry house (room) apart. The presence and quantity of fodder in the bunker. The concentration of NH ₃ .	Egg production, egg / h. Gross production of eggs. Livestock poultry. The cost of feed: g / head, kg / 1000 pcs. eggs. Water consumption: g / head, kg / 1000 pcs. eggs. Culling chickens% of total stock, for slaughter, mortality. Figure culling in relation to cross biological characteristics. Dynamics of egg weight. Electricity consumption. Prediction. Cost: USD. / 1000 pcs. eggs, UAH. /1 kg of feed.

Table 2. Technological support this level is made on the basis of microcomputer CM 1810.

Parameters		
technical	technological	technical and economic
Fault: fan motors, cell battery motors. Control of the electrical capacity of electrical equipment (protection of electric motors). Diagnostics and forecasting of electric motors. Diagnostics of control circuits and power networks (primary measuring transducers). Self-diagnostics of the control system. Work of the tidal and exhaust ventilation systems. Work of inflow ventilation and water heaters.	Temperature: internal, exterior CO ₂ concentration. Lighting during light day. Bird mass increase. Speed of air movement. Temperature of the coolant, which is supplied to the heating system of the poultry house. The amount of coolant that passes in the back of the shop and in each poultry house (hall) separately. Presence and quantity of mixed fodders in the bunker. Concentration NH ₃ .	Egg yolks, eggs per hour. Gross egg production. The bird's head. Feed expenditures: g / head, kg / 1000 pcs eggs Water consumption: g / head, kg / 1000 pcs eggs Chicken excrement, %, total number: for slaughter, mortality. Chart plot in relation to the biological characteristics of the cross. The evolution of the mass of eggs. Electricity costs. Prediction of egg production. Costs: UAH / 1000 pcs. eggs, UAH / 1 kg of feed.

Conclusions

1. Automated process control system implemented at the poultry plant poultry, comprising 5 to 10 chicken houses. Technical support this level is made on the basis of microcomputer CM 1810. Composition of this information is presented in Table 1 and Table 2.

2. Directly in poultry houses are microcontrollers type MS2721 (MS2701) performing process control in the poultry house on a given program.

References

1. Fenenko, A. I. (2014). Biotechnical system of milk production. Theory and practice. Ed V. V. Adamchuk. Nizhyn. Publisher PE Lysenko. 192.
2. Shatsky, V. V. (2017). Modeling of biotechnical systems. Zaporizhia. Inter-M, 300.
3. Revenko, I. I., Revenko, Yu. I. (2017). Prospects and problems of processing of feed molotovie shredders. Nizhyn. Publisher PE Lysenko. 316.
4. Chmil, A. I. (2015). Energy efficiency and ecological safety of closed ecological and biotechnical systems in animal husbandry. Kiev. Komprint, 163.
5. Pogorely, L. V., Lutsenko, M. M. (2002). Biotechnical systems in animal husbandry. Kiev. Vintage, 344.

Список літератури

1. Фененко А. И. Биотехническая система производства молока. Теория и практика. Под ред. В. В. Адамчука. Нежин. Издатель ЧП Лысенко Н.М., 2014. 192с.
2. Шацкий В. В. Моделирование биотехнических систем. Запорожье. Интер-М, 2017. 300 с.
3. Ревенко И. И., Ревенко Ю. И. Перспективы і проблеми переробки кормів молотковими подрібнювачами. Ніжин. Видавець ПП Лисенко Н.М., 2017. 316 с.
4. Чміл А. І. Енергетична ефективність і екологічна безпека замкнених еколого-біотехнічних систем в тваринництві: монографія. Київ. Компрінт, 2015. 163 с.
5. Погорель Л. В., Луценко М. М. Биотехнический системы в животноводстве. Киев. Урожай, 2002. 344 с.

ТЕХНОЛОГІЧНІ ОСНОВИ УПРАВЛІННЯ ПРОЦЕСОМ ВИРОБНИЦТВА ПРОДУКЦІЇ ПТАХІВНИЦТВА

В. І. Ребенко

Анотація. У статті узагальнено існуючі вітчизняні, європейські та північноамериканські методичні вимоги до випробувань комплексу машин для утримання птиці. Охарактеризовано, що методика порівняння значень показників по випробуваному комплексу до вимог нормативної документації і з відповідними показниками по комплексу-аналогу.

Також встановлено, що результати математичної обробки даних вимірювань використовують при порівнянні їх з необхідними величинами технічного завдання при державних приймальних випробуваннях (технічних умов при державних періодичних випробуваннях) для прийняття рішення про відповідність випробовується комплексу вимогам технічного завдання технічних умов). При цьому можливі два випадки. Також для порівняння показників, отриманих при випробуваннях дослідного зразка комплексу обладнання та комплексу-аналога підраховують значимість різниці середніх показників.

Рекомендації з результатів випробувань комплексу беруть на підставі результатів порівняння значень показників випробуваного комплексу обладнання вимогам технічних умов на поставку, зоотехнічним вимогам і значеннями показників по комплексу-аналогу.

Ключові слова: методика, вимога, випробування, комплекс, машина для утримання птиці.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ УПРАВЛЕНИЯ ПРОЦЕССОМ ПРОИЗВОДСТВА ПРОДУКЦИИ ПТИЦЕВОДСТВА

В. И. Ребенко

Аннотация. В статье обобщены существующие отечественные, европейские и североамериканские методические требования к испытаниям комплекса машин для содержания птицы. Охарактеризовано, что методика сравнения значений показателей по испытываемому комплексу с требованиями нормативной документации и с соответствующими показателями по комплексу-аналогу.

Также установлено, что результаты математической обработки данных измерений используют при сравнении их с требуемыми величинами технического задания при государственных приемочных испытаниях (технических условий при государственных периодических испытаниях) для принятия решения о соответствии испытываемого комплекса требованиям технического задания технических условий). При этом возможны два случая. Также для сравнения показателей, полученных при испытаниях опытного образца комплекса оборудования и комплекса-аналога, подсчитывают значимость разницы средних показателей.

Рекомендации из результатов испытаний комплекса принимают на основании результатов сравнения значений показателей испытываемого комплекса оборудования требованиям технических условий на поставку, зоотехническим требованиям и значениями показателей по комплексу-аналогу.

Ключевые слова: методика, требование, испытание, комплекс, машина для содержания птицы.

V. I. Rebenko ORCID 0000-0003-0407-6435.

UDK 631.313.02:531

METHODICAL PRINCIPLES OF MODELING OF SUBJECT-AGROMETEOROLOGICAL EVENTS IN TECHNOLOGICAL PROCESSES GROWING OF GRAIN CROPS

R. B. Kudrynetskyi, V. I. Dnes, V. I. Skibchyk

National Scientific Center «Institute for Agriculture Engineering and Electrification». Ukraine.

Speciality of article: 133 – industry engineering.

Corresponding authors: rostkud@gmail.com, vik31@ua.fm, scibczyk05@gmail.com.

Article history: Received – October 2019, Accepted – January 2020.

Bibl. 9, fig. 5, tabl. 2.

Abstract. The article identifies and classifies subject-agrometeorological events in the technological processes of cultivating grain crops. The analysis of these events made it possible to classify them according to the periodicity of their appearance, as well as to indicate the content of the influence of each of them on the course of these processes, which made it possible to develop appropriate algorithms for modeling the time of occurrence of these events.

The distribution of the time of occurrence of subject-agrometeorological events in technological processes of growing of grain crops, in particular: the time of restoration of spring vegetation, the completion of the autumn vegetation period of winter grain crops, the time of reaching their characteristic predecessors, and the patterns of change in the duration of soil warming have been established. The obtained regularities allow to predict (generate) the onset of phases of development of plants and time constraints for the implementation of mechanized operations in the technological processes of cultivating grain crops for different natural and production conditions.

The developed scientific and methodical principles of modeling of subject-agrometeorological events in the technological processes of cultivating grain crops underlie the creation of their computer models. The practical use of these models will allow you to predict the time constraints for performing mechanized operations and the characteristics of the flow of orders for their execution.

The methods of analysis and synthesis, system-factor and system-event approaches to the study of technological processes of cultivating grain crops were used in the work. To develop algorithms for modeling these technological processes, a discrete-event approach was used.

Key words: cultivation, grain crops, subject-agrometeorological events, technological processes, mechanized operations, modeling.

Introduction

The high level of technology of agricultural production, technical complexity and high technology costs require a high level of management of the technical

base of agricultural producers, the search for ways to reduce material and energy costs.

Formulation of problem

The search for rational solutions during the acquisition and use of machine-tractor fleet of agricultural producers is one of the most difficult tasks of mechanization of agricultural production. To solve it, it is necessary to consider a large number of factors, some of which are unmanaged and probabilistic. At present, there is no general system approach to the modeling of subject-agrometeorological events in the technological processes of cultivating grain crops, which underlies the creation of simulation models of these processes and prediction of time constraints for the implementation of technological operations in them.

Analysis of recent research results

Many research and methodological works [1 - 19] are devoted to the study of the tendencies of occurrence and influence of subject-agrometeorological events on the flows of requirements for the implementation of mechanized operations in the technological processes of cultivating grain crops. In particular, the causative and consequential connections between events and mechanized operations of partial soil cultivation processes [1, 2], integrated soil cultivation and winter crop sowing [3, 4], protection of plants by spraying [5], collection and after-harvest treatment of crop crops [6-19].

Purpose of research

The purpose of this study is to reveal the methodological principles of modeling the time of occurrence of subject-agrometeorological events in the technological processes of cultivating grain crops, which will enable to increase the efficiency of planning these

processes by taking into account the stochastic influence of these events.

Results of research

Analysis of agrotechnological requirements for the cultivation of grain crops made it possible to indicate two main periods of operations and works in the technological processes of cultivating grain crops – spring-summer and summer-autumn [12]. In the spring-summer period technological processes are considered: soil cultivation, sowing of spring crops, care of crops (chemical protection of plants). In the summer-autumn period – harvesting of predecessor, pre-planting of soil, winter wheat seed production.

The peculiarity of the technological processes of cultivating grain crops is that the probabilistic nature of the occurrence of subject-agrometeorological events during their course of time determines the possibility and feasibility of their implementation. Without a thorough analysis of these events it is not possible to ensure the harmonization of technological processes and their effective implementation. Creation and use of computer models of occurrence of subject-agrometeorological events in technological processes will allow to predict the time constraints of the characteristics of flow of orders for their execution.

Subject-agrometeorological events that affect the flow of technological processes of growing crops can be divided into two groups: the first - events that determine the timing of their implementation, the second is the events that cause the suspension and restoration of their execution. Under the influence of these events, funds are formed for the implementation of these processes. The

probabilistic nature of the occurrence of agrometeorological events determines the variability in the duration of mechanized operations of the technological processes of growing these crops, both within one year for different regions and within the same region in different years.

The analysis of subject-agrometeorological events in the technological processes of cultivating grain crops (Table 1) shows the following. For the spring-summer period of the implementation of technological processes of cultivating grain crops, there are eight main events, and for the summer-autumn six. Each of the subject-agrometeorological events reflects the action of a limited set of factors that influence the performance of these technological processes. In addition, the content of the effect on the course of technological processes of growing crops of each of the indicated events is different. It should be noted that the frequency of the occurrence of events in these processes, they can be divided into seasonal, which are characterized by a single appearance in a separate season and daily – arise (may arise) every day of the season.

In order to take into account the probabilistic nature of the subject-agrometeorological events of the spring-summer and summer-autumn periods, as well as their influence on the course of technological processes of growing of grain crops, it is expedient to use a statistical simulation modeling of these processes. In particular, in this case, a discrete-event approach to modeling can be used [11].

For this purpose, generalized algorithms for the modeling of subject-agrometeorological events in the process of functioning of arable technological processes in the spring-summer (Figure 1) and summer-autumn (Figure 4) periods have been developed.

Table 1. Analysis of subject-agrometeorological events in the technological processes

№	Period of implementation of mechanized operations of technological processes	Event name	Displays the effect of factors *	Content of influence on the course of technological processes	Classification the periodicity of occurrence in the technological processes
1	2	3	4	5	6
1	Spring-summer period	The onset of physical maturation of the soil	Am, Pp, Tl	Determines the beginning of mechanized soil cultivation operations	Seasonal
2		Heat the soil to the temperature of the sowing	Am, Pp, Tl	Determines the beginning of the implementation of sowing of spring cereal crops	Seasonal
3		The onset of phenological phases of plant development	Am, Pp, Tl	Identify the beginnings of works on chemical protection of plants	Seasonal
4		Precipitation fall	Am, Pp, Tn	Determines the possibility of mechanized operations	Daily

Continuation of Table 1

1	2	3	4	5	6
5	Spring-summer period	The onset and completion of the light period of the day	Am, Tn	Determines the possibility of performing mechanized chemical protection plant operations	Daily
6		Excess air temperature 25°C	Am, Pp, Tl		Daily
7		The dew disappear	Am, Pp, Tl		Daily
8		Excess wind speed 5 m/s	Am, Pp, Tl		Daily
9	Summer-autumn period	Ripening of the predecessor	Am, Pp	Specifies the start of collecting a predecessor on a given field	Seasonal
10		Completion of harvesting predecessor	Pp, Tn	Determines the possibility of pre-planting soil cultivation	Seasonal
11		Precipitation fall	Am, Pp, Tn	Determine the possibility of performing soil-sowing operations	Daily
12		Completion of pre-planting soil cultivation	Pp, Tn	Determine the possibility of seeding winter crops	Seasonal
13		Completion (predicted) set of cultures of the required amount of active daily average temperatures	Am, Pp, Tl	Determine the time when sowing winter crops needs	Seasonal
14		Completion of time fund tilling winter crops	Am, Pp	Determine the deadlines for the sowing of winter crops, in which the continuation of works is economically inexpedient	Seasonal

* - Am, Pr, Tl, Tn – respectively agrometeorological, subject,, technological and technical groups of factors [13].

In the first stage (Figure 1) the simulation of the time of occurrence of subject-agrometeorological events substantiates the number of implementations of the computer model to ensure its required accuracy and specifies the characteristics of the natural-production conditions (geographical location and characteristics of the production plan) of agricultural producers (AP).

At the second stage (Figure 1), the time of occurrence of physical soil maturity (PMS) (τ_{pms}) is generated. In particular, for the conditions of the L'viv region of Ukraine, the time distribution of the physical soil maturity is consistent with the normal distribution law by an adjusted polynomial, the main statistical characteristics of which are: $\bar{M}[\tau_{pms}] = 85,6$ days, $\bar{\sigma}[\tau_{pms}] = 13,4$ days [1]. At the third stage (Fig. 1), the time for the restoration of spring vegetation (τ_{rsv}) of winter cereal crops is generated.

Based on the statistical processing of the retrospective data on the time of restoration of spring vegetation (τ_{rsv}) of winter crops in Ukraine, we have established that their distributions are consistent with the normal law and are described by different equations of distribution density (Figure 2). At stage 6 (Figure 1), the duration of the weathered and subtropical intervals of time in the interval from the moment of physical soil maturity to the time of the end of the sowing of heat-loving grain crops is generated.

At the seventh step (Figure 1), the actual timeframe is determined for pre-sowing tillage and sowing of spring cereal crops. For example, the estimation of the mathematical expectation of the time of restoration of spring vegetation of winter grain crops for the conditions of the Lviv region of Ukraine $\bar{M}[\tau_{rsv}] = 90,32$ days, and the mean square deviation $\bar{\sigma}[\tau_{rsv}] = 14,23$ days

(Fig. 2, a). For the conditions of the Kherson region (Fig. 2, b).

Ukraine: $\bar{M}[\tau_{rsv}] = 91,37$ days, $\bar{\sigma}[\tau_{rsv}] = 6,99$ days

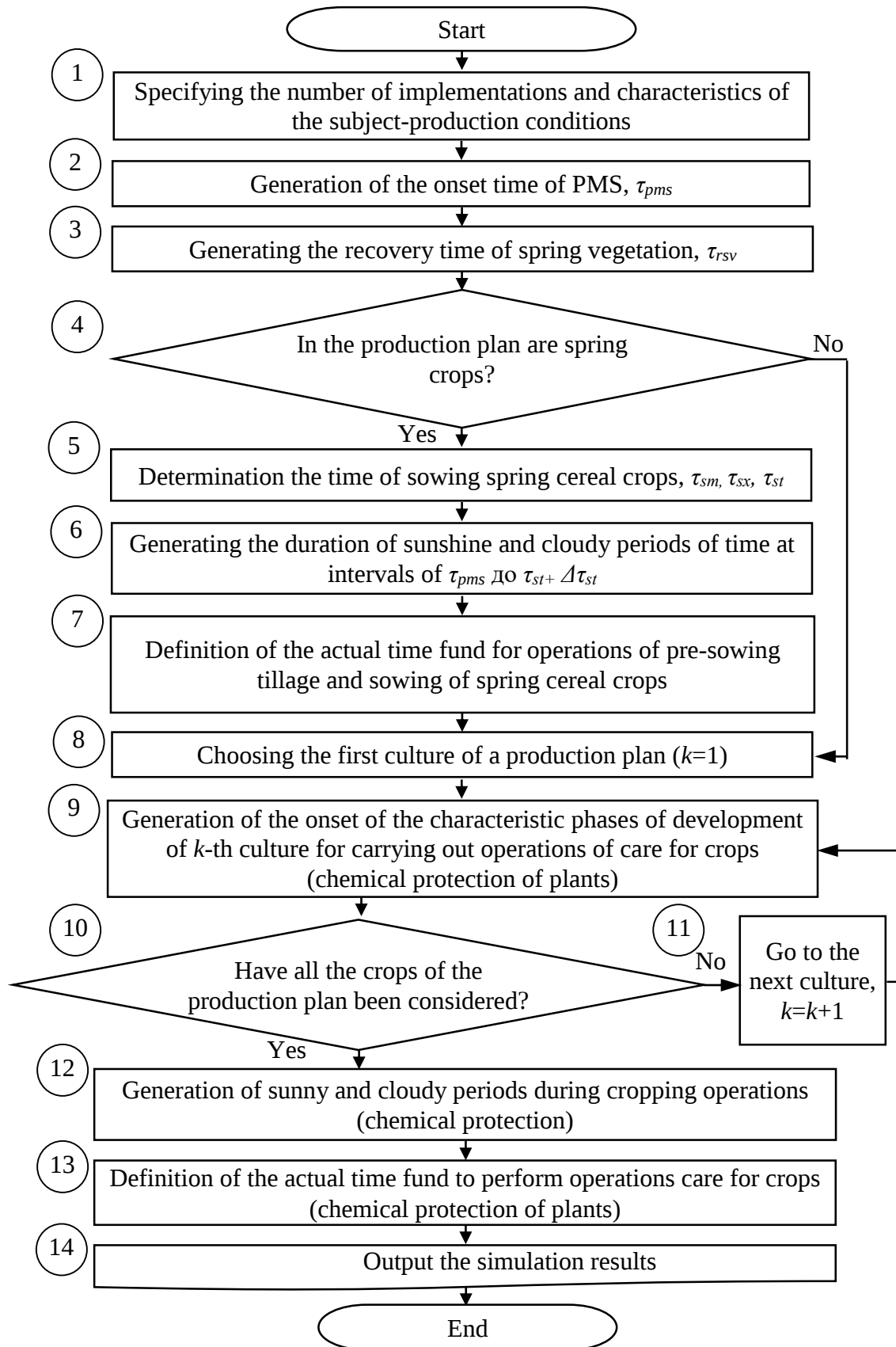
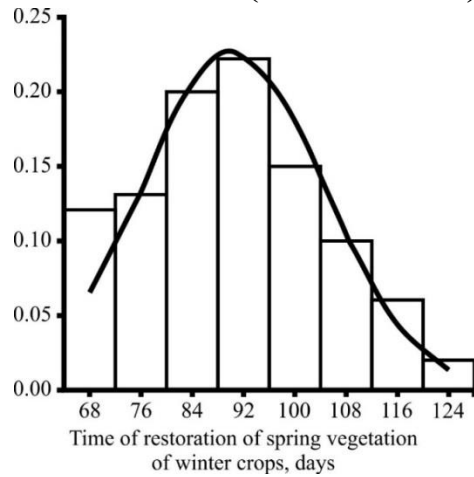


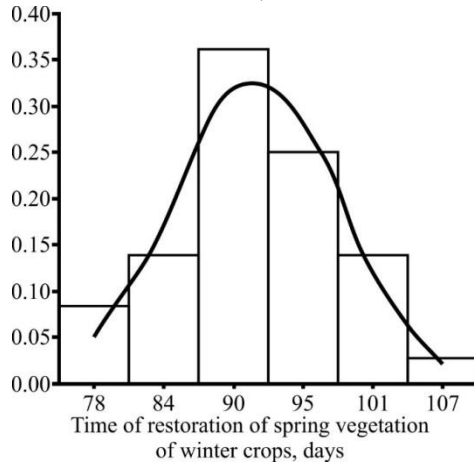
Fig. 1. Generalized algorithm for modeling the occurrence of subject-agrometeorological events in mechanized processes of arable farming in the spring-summer period.

$$f(\tau_{rsv}) = 0,03 \times \exp\left(-\frac{(\tau_{rsv} - 90,32)^2}{202,6}\right)$$



a)

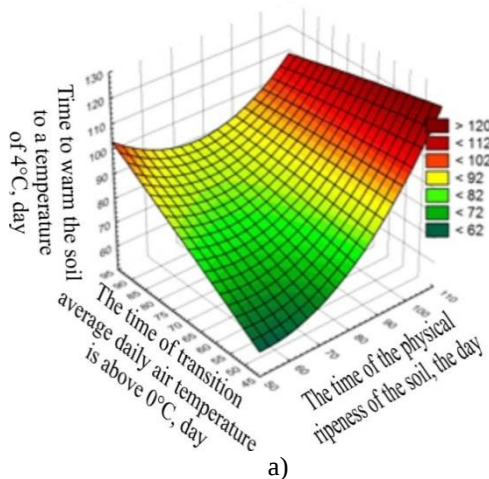
$$f(\tau_{rsv}) = 0,04 \times \exp\left(-\frac{(\tau_{rsv} - 87,27)^2}{126,37}\right)$$



b)

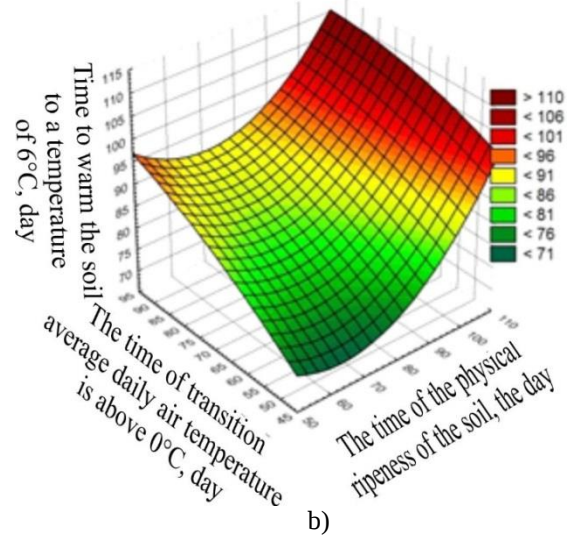
Fig. 2. Distribution of the time of restoration of spring vegetation of winter grains in agrometeorological conditions of L'viv (a) and Kherson (b) regions of Ukraine.

$$\tau_{4C} = 26,58 - 1,07 \tau_f^n + 1,88 \tau_{0C} - 0,019 \tau_{0C} \cdot \tau_f^n + 0,019 (\tau_f^n)^2 - 0,001 (\tau_{0C})^2; R^2 = 0,96$$



a)

$$\tau_{6C} = 78,05 + 1,51 \tau_f^n + 1,21 \tau_{0C} - 0,005 \tau_{0C} \tau_f^n + 0,014 (\tau_f^n)^2 - 0,004 (\tau_{0C})^2; R^2 = 0,87$$

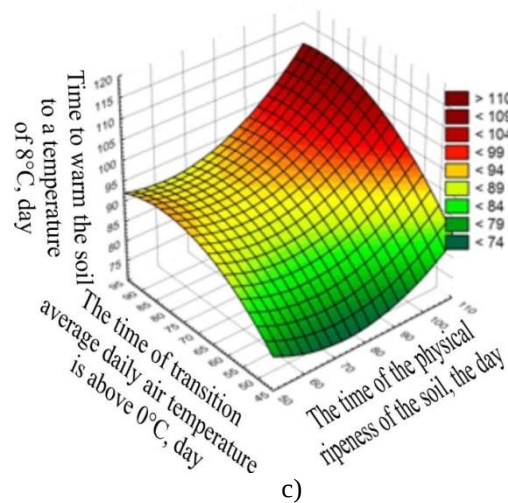


b)

Fig. 3. Change in the duration of soil warming at a depth of 10 cm from the time of its physical maturity and the time of transition of the average daily temperature of air above 0°C in the spring to the temperature:

- a) 4°C,
- b) 6°C,
- c) 8°C (for the conditions of the Lviv region of Ukraine)

$$\tau_{8C} = 68,44 - 1,46 \tau_f^n + 1,87 \tau_{0C} - 0,004 \tau_{0C} \cdot \tau_f^n + 0,009 (\tau_f^n)^2 - 0,013 (\tau_{0C})^2; R^2 = 0,57$$



c)

Fig. 3. Change in the duration of soil warming at a depth of 10 cm from the time of its physical maturity and the time of transition of the average daily temperature of air above 0°C in the spring to the temperature.

In the fourth stage (Figure 1), the presence of spring cereal crops in the production plan of the AP is checked. If spring crops are available, then proceed to stage 5, if not – go to step 8.

The fifth stage (Figure 1) provides for the calculation of the time of sowing of spring crops, which depends on the time of soil warming at a depth of 10 cm to the required temperature of crop sowing.

For its forecasting, regularities of the change in the duration of soil warming at 10 cm depth from the time of

its physical maturity and the time of transition of the average daily temperature of air above 0 °C in the spring period to temperatures of 4 °C (possibility of sowing frost-resistant crops) were established, 6°C (possibility of sowing cold-resistant crops) and 8°C (possibility of sowing thermophilic cultures) for different regions of the state. In particular, for the agro-meteorological conditions

of the L'viv region of Ukraine, the indicated dependencies presented in Figure 3. Next (stage 8) the first grain crop is selected from the given production plan of agricultural commodity producers, for which the time onset of phenological phases of development of plants is generated (step 9).

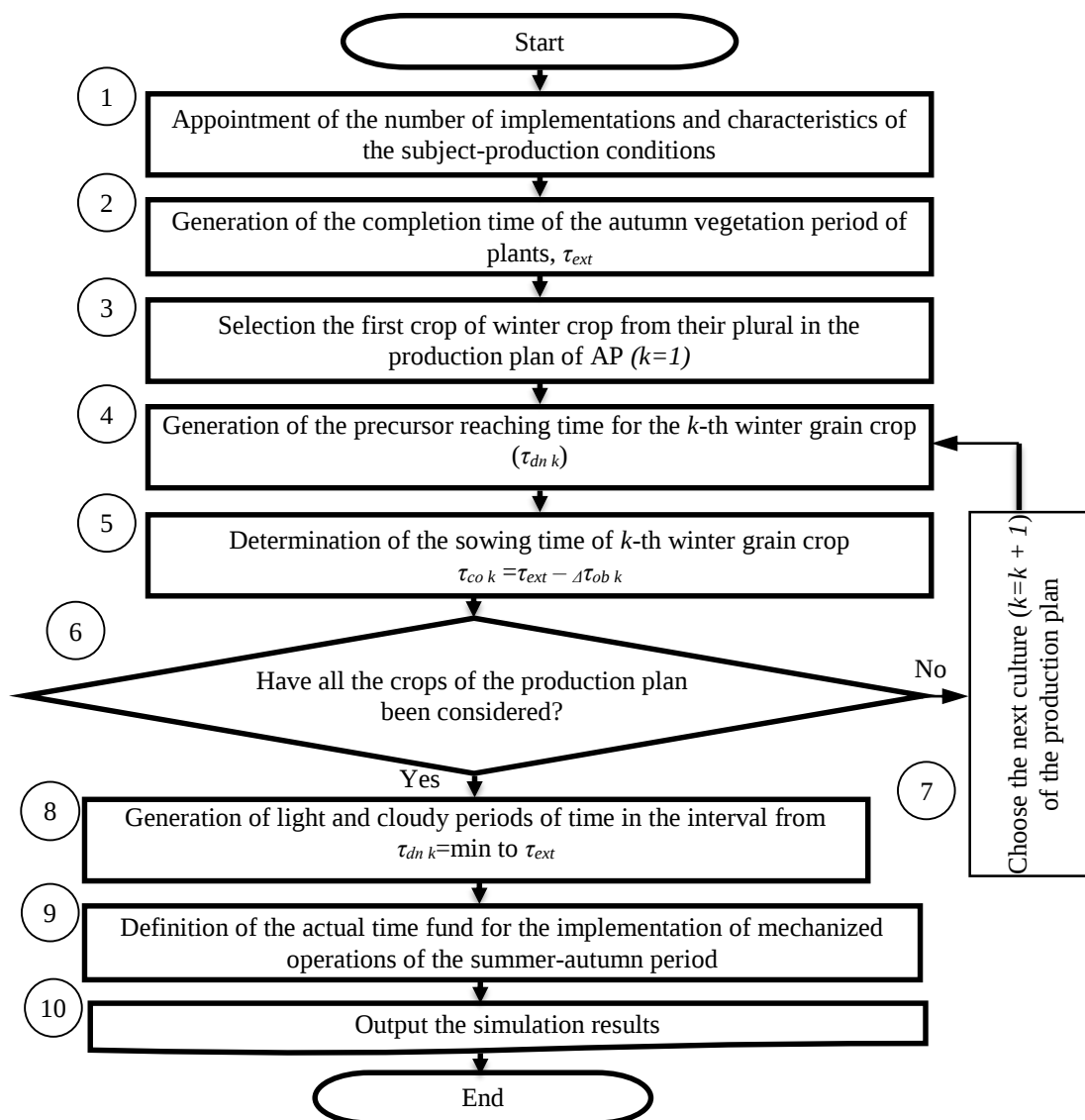


Fig. 4. A generalized algorithm for modeling the occurrence of subject-agrometeorological events in the technological processes of cultivation grain crops the summer-autumn period.

The dependence of the onset of the phenological phases of the development of spring and winter grains on, respectively, the time of their sowing and the restoration of spring vegetation (for the conditions the L'viv region of Ukraine) is disclosed in the paper [5]. At the tenth stage (Fig. 1) the condition is checked whether all crops of the production plan are considered. If not for all cultures, the time of the onset of the phenological phases of the development of plants is generated, the transition to the next culture (step 11) and the return to the stage 9 are carried out. If for all – we pass to the stage 12, on which (Figure 1) the appearance and duration of the algae and low season periods based on statistical regularities of their appearance and duration in the process of performing cropping operations (chemical protection of plants) for

agrometeorological conditions of a given region of agricultural commodity producers [2, 10, 12].

The final stages of modeling the occurrence of subject-agrometeorological events in the technological processes of cultivation grain crops in the spring-summer period (Figure 1) is the definition of the actual time fund for the implementation of cropping operations (chemical protection of plants) (stage 13) and the output of the simulation results (stage 14).

The analysis of the technological processes of cultivation grain crops of summer-autumn period makes it possible to assert that the time constraints on their implementation depend on the timeliness of implementation of mechanized processes in the spring and summer period. In particular, the probabilistic nature of

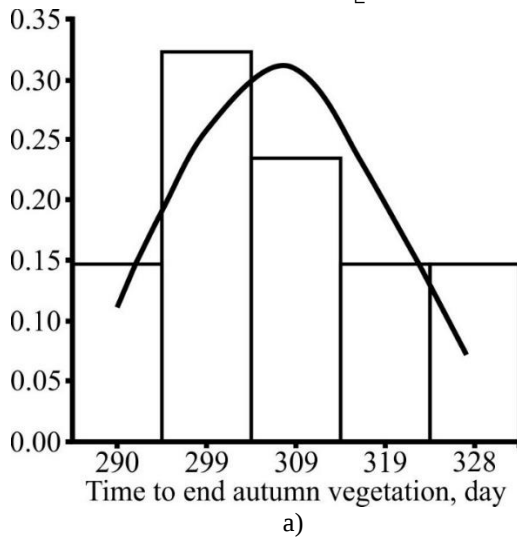
the timing of reaching winter crop precursors and the timeliness of harvesting their crops (spring-summer period) determine the need for pre-planting of the soil (summer-autumn period). The time for the pre-sowing cultivation of the soil is due to the need to sow winter crops. In turn, the need to sow winter cereals is determined by the conditions of their autumn vegetation.

Winter cereals are recommended to sow so that, before the beginning of winter, provide a set of plants with the required amount of effective daily average temperatures. Under such conditions, the crop manages to develop into the phase of planting and undergo quenching by the action of low temperatures, which is an important prerequisite for its wintering and productive development in the next spring vegetation [1, 4, 13]. The time interval between the completion of harvesting of the predecessor and the time of emergence of winter crop sowing needs is

characterized by the timeframe for pre-sowing tillage in the summer-autumn period.

The influence of subject-agrometeorological events in the technological processes of cultivation grain crops the summer-autumn period cultivation on the formation of time-based funds for the implementation of individual operations of these processes has been taken into account and reflected in the algorithm for simulating the occurrence of these events in a separate day and during the season (Figure 4). In the first stage (Figure 4), the simulation of occurrence subject-agrometeorological events in the technological processes of the summer-autumn period justifies the number of implementations of the computer model to provide the necessary accuracy of the output data, as well as the characteristics of the natural and production conditions (geographical location and characteristics of the production plan of AP).

$$f(\tau_{ext}) = 0,075 \left(\frac{\tau_{ext} - 285}{25,131} \right)^{0,887} \exp \left[- \left(\frac{\tau_{ext} - 285}{25,131} \right)^{1,887} \right]$$



$$f(\tau_{ext}) = 0,064 \left(\frac{\tau_{ext} - 294}{23,967} \right)^{0,545} \exp \left[- \left(\frac{\tau_{ext} - 294}{23,967} \right)^{1,545} \right]$$

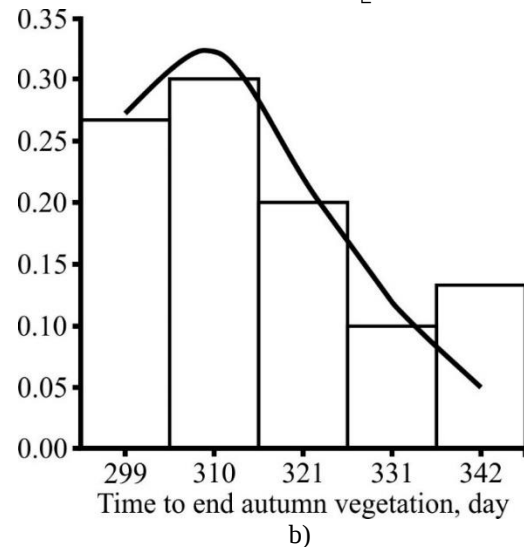


Fig. 5. Distribution of the time of completion of the autumn vegetation of winter grains in the agro-meteorological conditions of the Lviv (a) and Kherson (b) regions of Ukraine.

The next step (stage 2 of figure 4) is the generation of the end time of the autumn winter growth of winter crops. For this purpose, the distributions of the time of completion of the autumn winter vegetation period of winter crops in the agro-meteorological conditions of all regions of Ukraine were constructed and their statistical characteristics were determined. It was established that the distribution of the time of completion of the autumn vegetation period of winter grain crops is consistent with the theoretical law of the distribution of Weibull (Figure 5).

For example, an estimation of the mathematical expectation of the completion time of the autumn vegetation duration for the conditions of the Lviv region of Ukraine $\bar{M}[\tau_{ext}] = 307,3 \text{ days}$, and the mean square deviation $\bar{\sigma}[\tau_{ext}] = 12,2 \text{ days}$ (Figure 5, a). For conditions of the Kherson region of Ukraine $\bar{M}[\tau_{ext}] = 315,6 \text{ days}$, $\bar{\sigma}[\tau_{ext}] = 14,1 \text{ days}$ (figure 5, b).

The third stage (Figure 4) assumes the choice of the first winter crop ($k = 1$) from the given production plan of the agricultural producer, and the next (stage 4) generates the time of reaching the predecessor ($\tau_{dn k}$) for the k winter crop. For this purpose, the statistical characteristics of the time distribution of the achievement of characteristic predecessors of winter grain crops in agrometeorological conditions of all regions of Ukraine were determined. For comparison, the statistical characteristics of the time distribution of the characteristic predecessors of winter cereal crops in the agro-meteorological conditions of the L'viv and Kherson regions of Ukraine shown in Table. 2

At stage 5 (Figure 4), the time of sowing of the k -th winter grain crop ($\tau_{co k}$) is determined, taking into account the condition of its recruitment of the required amount of active temperatures until the end of autumn vegetation:

$$\tau_{co k} = \tau_{ext} - \Delta \tau_{obk}, \quad (1)$$

where: $\Delta \tau_{obk}$ – the term for which the winter culture will collect the required amount of active temperatures.

At stage 6 (Figure 4), an examination is made of whether all winter crops of the farmer's production plan are considered. If so, go to the next stage 8, if not - select the next culture (stage 7) and return to stage 4.

The eighth stage (Figure 4) provides for the generation of weathered and cloudy periods of time during a period of time from reaching predecessor of a given winter crop until the end of the autumn vegetation period of the given winter crop.

These intervals are generated on the basis of statistical regularities of their appearance and duration in the specified period for the conditions of a given region [2, 10, 12].

At stage 9 (figure 4), based on the information received earlier, the actual time frame for performing mechanized operations for each crop is determined, as well as the tense periods of their implementation. Finally, the output of the obtained simulation results is performed (stage 10, figure 4).

Table 2. Statistical characteristics of the time distribution of the achievement of characteristic predecessors of winter cereal crops.

Indexes	Distribution density function	M[t], day	$\sigma[t]$, day
L'viv region			
Date of the set of 1200°C of active temperatures (roughly, reaching the winter barley, winter rye)	$f(t_{1200}) = 0,05 \times \exp\left(-\frac{(t_{1200} - 180,7)^2}{109,52}\right)$	180,7	7,4
Date of the set of 1500°C of active temperatures (roughly, reaching the potatoes)	$f(t_{1500}) = 0,01 \times \exp\left(-\frac{(t_{1500} - 197,2)^2}{100,6}\right)$	197,2	7,1
Date of the set of 1700°C of active temperatures (roughly, reaching the oats)	$f(t_{1700}) = 0,05 \times \exp\left(-\frac{(t_{1700} - 208,2)^2}{115,52}\right)$	208,2	7,6
Date of the set of 2200°C of active temperatures (roughly, reaching the corn for silage)	$f(t_{2200}) = 0,01 \times \exp\left(-\frac{(t_{2200} - 235,2)^2}{182}\right)$	235,3	9,0
Kherson region			
Date of the set of 1200°C of active temperatures (roughly, reaching the winter barley, winter rye)	$f(t_{1200}) = 0,08 \times \exp\left(-\frac{(t_{1200} - 167,7)^2}{56,18}\right)$	167,7	5,3
Date of the set of 1500°C of active temperatures (roughly, reaching the potatoes)	$f(t_{1500}) = 0,08 \times \exp\left(-\frac{(t_{1500} - 182,3)^2}{54,8}\right)$	182,3	5,2
Date of the set of 1700°C of active temperatures (roughly, reaching the oats)	$f(t_{1700}) = 0,07 \times \exp\left(-\frac{(t_{1700} - 191,2)^2}{58,32}\right)$	191,2	5,4
Date of the set of 2200°C of active temperatures (roughly, reaching the corn for silage)	$f(t_{2200}) = 0,06 \times \exp\left(-\frac{(t_{2200} - 212,2)^2}{83,1}\right)$	212,6	6,5

Thus, the developed scientific and methodological principles of modeling of subject-agrometeorological events in the technological processes cultivation grain crops fully take into account the peculiarities of the course of these processes in the spring-summer and summer-autumn periods, the regularities of the appearance of subject-agrometeorological events and their influence on the formation of funds for the time of mechanized operations.

Conclusions

1. The analysis of subject-agrometeorological events in the technological processes cultivation grain crops made it possible to classify them in terms periodicity of

appearance, as well as to indicate the content of the influence of each of them on the course of these processes, which made possible the development of algorithms for simulating the occurrence of these events in these processes.

2. The statistical characteristics of the distribution of the time of the restoration of spring vegetation, the completion of the autumn winter vegetation period of winter crops, the time to reach their characteristic predecessors, as well as the regularities of the change in the duration of soil warming in different agrometeorological conditions of the regions of Ukraine, make it possible to predict (generate) the onset of phases of plant development and time Restrictions on the implementation of mechanized operations in the technological processes cultivation grain crops in the

specified natural and production conditions of individual agricultural of the commodity producers.

3. The developed scientific and methodological principles of modeling of subject-agrometeorological events in the technological processes cultivation grain crops are the basis for the creation of their computer models, the practical use of which will enable to predict time limits for the implementation of technological processes and the characteristics of orders flows for their implementation.

References

1. Sydorchuk O., Lub P., Ivasiuk I., Ukrainets V. (2009). Identification of events in soil cultivation and crop sowing. Herald of L'viv National Agrarian University. Agroengineering research. L'viv. No. 13. Volume 2. 13-21.

2. Lub P. M., Dnes V. I., Ukrainets V. A., Ivasiuk I. P. (2010). Features of production and technological risk management in soil cultivation and crop sowing projects. East European Magazine of Advanced Technology. No. 1 (43). 58-60.

3. Kudrynetskyi R. B. (2017). Concerning the scientific and methodological principles of determining the technical and operational indices of machine-tractor aggregates. Mechanization and electrification of agriculture. Inter-departmental thematic scientific collection. Glevakha. Issue 6 (105). 216-226.

4. Kudrynetskyi R. B. (2007). Substantiation of technological complexes of machines for crop production. National inter-departmental thematic scientific collection. Design, manufacture and operation of agricultural machines. KNTU. Issue 37(1). 240-244.

5. Kudrynetskyi R. B. (2006). Optimization of expenses of material and technical and energy resources in the production of grain crops. Herald of L'viv National Agrarian University. Agroengineering research. L'viv. No.10. 81-86.

6. Rogovskii, I. L. (2017). Conceptual framework of management system of failures of agricultural machinery. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. Vol. 262. 403-411.

7. Kalinichenko Dmytro, Rogovskii Ivan. (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. Lublin–Rzeszów. Vol. 18. No 1. 105-115.

8. Kalinichenko, D. Yu., Rogovskii, I. L. (2018). General provisions structural diagram of awp operator-diagnostics combine harvester. Machinery & Energetics. Kyiv. Vol. 9. No 2. 155-160.

9. Boyko, A. I., Novitskiy, A. V. (2018). Mathematical model of reliability of human-machine system under reduced efficiency of its work is generalized. Machinery & Energetics. Journal of Production Research. Kyiv. Ukraine. Vol. 9, No 3. 97-101. DOI: 10.31548/machenergy.2018.03.097-101.

Список літератури

1. Сидорчук О., Луб П., Івасюк І., Українець В. Визначення подій в обробітку ґрунту та посіві сільськогосподарських культур. Вісник Львівського національного аграрного університету. Агроінженерні дослідження. Львів. № 13. Том 2. 2009. С. 13-21.

2. Луб П. М., Днесь В. І., Українець В. А., Івасюк І. П. Особливості управління виробничим та технологічним ризиками в проєктах обробітку ґрунту та посіву. Східноєвропейський журнал прогресивних технологій. № 1 (43). 2010. С. 58-60.

3. Кудриницький Р. Б. Щодо науково-методичних засад визначення технічних та експлуатаційних показників машинно-тракторних агрегатів. Механізація та електрифікація сільського господарства. Міжвідомчий тематичний науковий збірник. Глеваха. Випуск 6 (105). 2017. С. 216-226.

4. Кудриницький Р. Б. Обґрунтування технологічних комплексів машин для рослинництва. Національний міжвідомчий тематичний науковий збірник. Проєктування, виготовлення та експлуатація сільськогосподарських машин. КНТУ. Випуск 37 (1). 2007. С. 240-244.

5. Кудриницький Р. Б. Оптимізація витрат матеріальних і технічних та енергетичних ресурсів на виробництво зернових культур. Вісник Львівського національного аграрного університету. Агроінженерні дослідження. Львів. №10. 2006. С. 81-86.

6. Бойко А. І., Новицький А. В. Узагальнена математична модель надійності системи «людина-машина» при зниженні ефективності її роботи. Machinery & Energetics. Journal of Production Research. Kyiv. Ukraine. 2018. Vol. 9, № 3, P. 97–101. DOI: 10.31548/machenergy.2018.03.097-101.

7. Kalinichenko Dmytro, Rogovskii Ivan. 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.

8. Калініченко Д. Ю., Роговський І. Л. Загальні положення структурної схеми АРМ оператора-діагноста зернозбирального комбайна. Machinery & Energetics. Kyiv. 2018, Vol. 9, No 2. С. 155–160.

9. Калініченко Д. Ю., Роговський І. Л. Рішення завдання розпізнавання сполучень дефектів агрегатів зернозбирального комбайна на основі ШНМ. Machinery & Energetics. Kyiv. 2018, Vol. 9, No 3. С. 159–168.

МЕТОДИЧНІ ОСНОВИ МОДЕЛЮВАННЯ ПРЕДМЕТНО-АГРОМЕТЕОРОЛОГІЧНИХ ПОДІЙ В ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСАХ НА ВИРОЩУВАННІ ЗЕРНОВИХ КУЛЬТУР

Р. Б. Кудриницький, В. І. Днесь, В. І. Скибчук

Анотація. У статті відзначено і класифіковані предметно-агrometeorологічні події в технологічних процесах на вирощуванні зернових культур, встановлено статистичні характеристики розподілів часу виникнення і тривалості цих подій, розкрито методичні засади та розроблено алгоритми їх

моделирования. Під час досліджень були використані методи аналізу і синтезу, системно-факторних і системно-подійних підходів до дослідження технологічних процесів при вирощуванні зернових культур. Для розробки алгоритмів моделювання цих технологічних процесів були використані дискретно-подійний підхід. Проведений аналіз предметно-агрометеорологічних подій в технологічних процесах при вирощуванні зернових культур дозволив класифікувати їх за часом і періодичністю появи, а також визначити зміст впливу кожної з них на хід цих процесів, що дозволило розробки алгоритмів моделювання виникнення зазначених подій у вищевказаних технологічних процесах. Встановлені статистичні характеристики розподілів часу відновлення весняної вегетації, завершення тривалості осінньої вегетації озимих зернових культур, часу дозрівання їх характерних попередників, а також закономірності зміни тривалості прогріву ґрунту в різних агрометеорологічних умовах регіонів України дозволяють прогнозувати (генерувати) настання фаз розвитку рослин і тимчасові обмеження на виконання механізованих операцій у технологічних процесах рільництва при заданих природно-виробничих умов окремих сільськогосподарських товаровиробників. Розроблені науково-методичні основи моделювання предметно-агрометеорологічних подій в технологічних процесах рільництва лежать в основі їх створення комп'ютерних моделей в технологічних процесах рільництва, практичне використання яких дозволить прогнозувати часові обмеження виконання механізованих операцій та характеристики потоків замовлень на їх виконання.

Ключові слова: предметно-агрометеорологічні події, технологічні процеси землеробства, механізовані операції, моделювання.

МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРЕДМЕТНО-АГРОМЕТЕОРОЛОГИЧЕСКИХ СОБЫТИЙ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССАХ НА ВЫРАЩИВАНИИ ЗЕРНОВЫХ КУЛЬТУР

Р. Б. Кудринетский, В. И. Днес, В. И. Скибчук

Аннотация. В статье отмечено и классифицированы предметно-агрометеорологические события в технологических процессах на выращивании зерновых культур, установлено статистические характеристики распределений времени возникновения и продолжительности этих событий, раскрыты методические основы и разработаны алгоритмы их моделирования. Во время исследований были использованы методы анализа и синтеза, системно-факторных и системно-событийных подходов к исследованию технологических процессов при выращивании зерновых культур. Для разработки алгоритмов моделирования этих технологических процессов были использованы дискретно-событийный подход. Проведенный анализ предметно-агрометеорологических событий в технологических процессах при выращивании зерновых культур позволил классифицировать их по времени и периодичностью появления, а также обозначить содержание влияния каждой из них на ход этих

процессов, что позволило разработки алгоритмов моделирования возникновения указанных событий в вышеуказанных технологических процессах. Установлены статистические характеристики распределений времени возобновления весенней вегетации, завершение продолжительности осенней вегетации озимых зерновых культур, времени созревания их характерных предшественников, а также закономерности изменения продолжительности прогрева почвы в различных агрометеорологических условиях регионов Украины позволяют прогнозировать (генерировать) наступления фаз развития растений и временные ограничения на выполнения механизированных операций в технологических процессах полеводства при заданных природно-производственных условий отдельных сельхозтоваропроизводителей. Разработанные научно-методические основы моделирования предметно-агрометеорологических событий в технологических процессах полеводства лежат в основе создания их компьютерных моделей в технологических процессах полеводства, практическое использование которых позволит прогнозировать временные ограничения выполнения механизированных операций и характеристики потоков заказов на их выполнение.

Ключевые слова: предметно-агрометеорологические события, технологические процессы земледелия, механизированные операции, моделирование.

R. B. Kudrynetskyi ORCID 0000-0001-7742-7617.

V. I. Dnes ORCID 0000-0002-4166-2276.

V. I. Skibchuk ORCID 0000-0002-2120-1552.

UDK 631.313.02:531

SUBSTANTIATION OF MAIN PARAMETERS OF SIZE-SIZED SERIES OF AGRICULTURAL ENERGY SOLUTIONS

G. V. Shkarovsky

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

Speciality of article: 133 – industry engineering.

Corresponding authors: grishkar@i.ua.

Article history: Received – October 2019, Accepted – January 2020.

Bibl. 10, fig. 0, tabl. 5.

Abstract. The solution of the problems of the agro-industrial complex depends to a large extent on the provision of highly efficient mobile energy facilities, the availability of which is provided by a standard size series. The construction of the size range is based on the main parameters that should most fully characterize the technical, operational and technological capabilities of the product and have greater stability than the auxiliary parameters. It has been established that there are at least three approaches to the justification of the standard size series of power tools: according to the nominal tractive effort. On power of the installed engine, by annual load. In accordance with this, we can distinguish three main parameters for which there have been attempts to justify the size series, namely: nominal tractive effort, Installed engine power and annual load. The named parameters are disjointed because their rationale was taken in consideration of the various problems that need to be solved. The foregoing circumstances make it difficult to apply economically viable approaches to designing, manufacturing and ensuring the effective use of energy resources, which has led to the search for other, or additional, main parameters for constructing a standard size range of mobile power tools. The studies were carried out by analyzing the influence of the investigated parameters on the characteristics of energy facilities and their stability within the limits of the possible classes of the standard size series. As a result of the studies carried out to justify and improve the size of a number of mobile agricultural energy products, it has been established that, in order to provide the most informative information about mobile energy facilities, which is laid down in the main parameters of their size range, the latter can be represented as a multiparametric one, the main parameters of which are appropriate to take the nominal traction Power, engine power and level of versatility. These parameters will give an idea of the traction capabilities of the energy source, its energy potential and the availability of technical means for implementing traction capabilities and installed capacity.

Key words: mobile power facility, size range, main parameter, nominal tractive effort, installed engine power, level of versatility.

Introduction

The introduction of technological progress in agro-industrial production stimulated the tractor-building enterprises to significantly expand the standard-size series of products, the adequate elements of which very often differ in the values of similar estimated parameters. So, for example, according to the data of the catalog [1, 2, 3, 4], energy sources of the structural mass of 5000-5500 kg of firms Renault, Deutz-Fahr, Fendt are equipped with engines with a capacity of 63-88 kW, and energy facilities of Massey Ferguson, Case IH, John Deere, MTZ, New Holland in The same class of structural mass can be equipped with engines up to 119 kW. In the later catalogs, this increase in capacity is already observed in the energy resources of the previously named firms.

Formulation of problem

The foregoing is evidence of the existence of certain difficulties with the method of justifying the standard series of mobile power means (MPM) based on the main parameters that should most fully characterize the technical, operational and technological capabilities of the product and have greater stability than auxiliary parameters [5, 6].

Analysis of recent research results

The rationale for the standard size row of tractors was previously carried out according to different main parameters. So in 1940, D. A. Chudakov suggested taking traction for a parameter to determine the class of the tractor. In the perspective type of tractors of 1946 in the Soviet Union, the main parameter was the engine power [7]. The increase in engine power required to provide higher operating speeds had little effect on the tractor's traction parameters, Therefore, at that time, the nominal traction force was accepted as the main parameter for justifying a standard row of tractors for a long time. The basis for the determination is the traction force, in which the coefficient of utilization of the clutch, and

accordingly, the trailing of the tractor, does not exceed the preset values [7]:

$$P_{KP.H} = \varphi_{KP} \times G_1, \quad (1)$$

where: $P_{KP.H}$ – is the nominal pulling force,

φ_{KP} – coefficient of use of the coupling weight,

G_1 – coupling weight of the tractor.

This indicator was more stable when modernizing machines, including increasing their capacity.

With the development of the construction of tractors and agricultural machinery, their recoil systems and energy intake, crop cultivation technologies, etc., the tractor is also seen as a mobile energy device capable of delivering energy through power take-off systems. First of all, this applies to harvesting machines. For harvesting self-propelled chassis (their feature is the ability to be released from the structure of an assembly), in which the bulk of the power is used through the power take-off shaft (PTO), the engine power rating can be retained [7].

Attempts to develop a standard size series of MPM for the installed engine power are described in [8, 9, 10, 11, 12]. The criteria for justifying the power levels in these works were the possibilities of providing economic performance indicators, mainly traction and traction drive units, under various conditions while ensuring the optimum level of engine loading. It should be noted that the above-mentioned papers show different power levels of power-driven engines. This fact indicates the absence of unified scientifically grounded approaches to the graduation of energy resources by installed engine power.

In [12], a classification of energy resources by annual load is proposed, which allows to predict the possible economic efficiency of the energy source. The drawbacks of this work are both the lack of a scientifically grounded methodology for classifying power resources to groups by the installed engine power and annual load, and the focus on cleaning machines specialized and created based on the released self-propelled chassis, which, in our opinion, complicates the forecast calculations of farm parks.

In [13, 14] the approximate power levels of MPM engines for agricultural purposes are presented both in the general case and within each of the existing traction classes, but nothing is said about using the established graduation as a standard range for energy resources.

Thus, as a result of the analysis, it has been established that there are at least three approaches to the justification of the MPM standard series: according to the nominal traction force, On power of the installed engine, By annual load. According to this, we can distinguish three main parameters for which there were attempts to justify the size series, namely: nominal tractive effort, Installed engine power and annual load. In addition, in later works (not shown here), the necessity of using several parameters or their derivatives for the characterization of the MPM size series (tractive effort and engine power, energy saturation, etc.) is substantiated. The foregoing circumstances make it difficult to apply economically viable approaches to designing, manufacturing and ensuring the effective use of energy resources, which encourages the search for other, or additional, main parameters for constructing a one- or multi-parametric MPM-type series.

Purpose of research

In connection with the foregoing, the purpose of this paper is to justify a list of the main parameters for characterizing a range of mobile agricultural energy products.

Results of research

The studies were carried out by analyzing the influence of individual parameters on the characteristics of energy facilities and their stability within the limits of the possible classes of the standard size series. In this connection, it became necessary to conduct an analysis of the activities of the world's leading tractor-building enterprises on the characteristics of the energy facilities they create on the plane of the parameters, the mass of the structural energy, mass of the total energy, the installed engine power and the price.

The existing technological processes of growing crops [15] envisage the implementation of predominantly traction operations, which indicates an indisputable relevance for the characterization of the standard size range of the parameter "nominal tractive effort", which is determined by the mass characteristics of the machine. The analysis of the design parameters and the total mass of energy means that the vast majority of machines due to ballasting can significantly change the traction performance up to the possibility of transition to other traction classes determined by the standard GOST 27021-86 [16]. Thus, for example, the Fendt Favorit-822 energy product, which has a structural mass of 8100 kg, belongs to the traction class 3 with a nominal pulling force of 30 kN, according to the graduation standard [16], and under the condition of its ballasting, according to the catalog data [1] to class 6 with a nominal pulling force of 60 kN.

And in this connection, it may be interesting that each hauling class of a standard range of energy facilities, built according to the nominal tractive effort, is characterized by the limits of the operational mass of the energy resources entering into it.

To establish this fact, the research was carried out by analyzing the procedure for the formation of the standard MPM series of standard size series and analyzing the characteristics of energy resources of the world's leading tractor-building enterprises on the parameters plane, the operating mass of the energy source and the nominal tractive effort.

In addition, despite the fact that mobile power means must provide for the implementation of traction, traction and drive and drive operations, the study of the boundaries of the change in the operational mass within each traction class was carried out with the following considerations.

According to the technique of the standard [16], the operating mass is determined using the dependence:

$$P_{TK.H} = A \times m_{eP_{TK.H}}, \quad (2)$$

where: $P_{TK.H}$ – is the nominal pulling force of the energy facility, kN,

A – is a coefficient that is set depending on the type of energy source (the coefficient A is to be taken as: –

3.24×10^{-3} – for energy resources with an operating weight of up to 2,600 kg – 3.73×10^{-3} – for four and three-wheeled energy facilities with two driving wheels (4K2 and 3K2) with an operating weight of more than 2,600 kg – 3.92×10^{-3} – for energy facilities with a wheel

formula 4K4 and an operating weight of more than 2,600 kg – 4.9×10^{-3} – for caterpillar power facilities),

$m_{eP_{TK.H}}$ – the operating mass of the energy medium, at which the nominal traction force of the level under study is reached, kg.

Table 1. Limits of variation of operational masses of wheeled power facilities of the current standard size range.

Traction class of energy resources	Limits of variation of nominal tractive effort, kN		Operational mass of energy means *, kg		Change in operating weight	
	from	to	the lower limit	the upper limit	in ... times	by ...%
0,2	1,8	5,4	$\geq 555,6$	$< 1666,7$	3,00	200,0
0,6	5,4	8,1	$\geq 1666,7$	$< 2500,0$	1,50	50,0
0,9	8,1	12,6	$\geq 2500,0$	$< 3214,3$	1,29	28,6
1,4	12,6	18,0	$\geq 3214,3$	$< 4591,8$	1,43	42,8
2	18,0	27,0	$\geq 4591,8$	$< 6887,7$	1,50	50,0
3	27,0	36,0	$\geq 6887,7$	$< 9183,7$	1,33	33,3
4	36,0	45,0	$\geq 9183,7$	$< 11479,6$	1,25	25,0
5	45,0	54,0	$\geq 11479,6$	$< 13775,5$	1,20	20,0
6	54,0	72,0	$\geq 13775,5$	$< 18367,3$	1,33	33,3
8	72,0	108,0	$\geq 18367,3$	$< 27551,0$	1,50	50,0

*) The change in the value of the coefficient *A* provided in the explanations for the dependence (2) in accordance with the received level of the operational mass was carried out in the calculations at the first achievement of the above indicator value of 2600 kg and was subsequently assumed equal to 3.92×10^{-3} . The bulk of wheeled energy is produced in an all-wheel drive version, or one that can easily be transformed into a four-wheel drive.

The above dependence (2) is a consequence of the above dependence (1).

Proceeding from the above, in order to provide the traction efforts of wheeled energy facilities of various classes regulated by the standard size range [16], their operating masses can vary within the following limits – Table 1.

In Table 1 shows the limits of variation of the operating masses of energy resources for each traction class ensuring the implementation of the corresponding tractive effort. The data of Table. 1 indicate that even in the middle of the traction classes provided by the standard, the operating masses of energy resources can vary significantly. So, for class 0.2, the operating masses of energy resources can differ by three times, or by 200% compared to the lower limit of the operational mass, typical for the energy resources of this traction class. A similar picture is observed for energy resources of other traction classes, but with quantitative indicators, which are characterized by somewhat smaller values. Thus, the increase in the operational masses of energy classes 0.6, 0.9, 1.4, 2, 3, 4, 5, 6 and 8 inside the traction classes is envisaged in 1.2...1.5 times, or 20...50%. The size range is organized in such a way that its points cover energy means of various designs, different manufacturers, and hence different masses. And only due to the boundaries of the variation of the operational mass of energy resources (see Table 1, columns 4 and 5) provided by the standard, it is possible to classify such energy assets and assign them to the appropriate traction class.

It should be noted that the actual operating mass of energy resources operating in farms is significantly higher than its lower limit is indicated in Table. 1. So the class 1.4 tractor "Belarus-1005" has an operational weight of 4025 kg with a minimum for this class of 3214.3 kg, a tractor of the same class "Belarus - 82" has an operating

weight of 3900 kg, and UMZ- 6AKM - 3895 kg. The tractor of class 3 KhTZ -121 has an operational weight of 8,200 kg with the lower limit for this class equal to 6887.7 kg. A similar situation is typical for cars that represent the vast majority of traction classes. In this case, if we also take into account the possibility of ballasting of such energy resources, at least within the limits named in, then the maximum operational mass of tractors of classes 0.6, 0.9, 1.4, 3, 4, 5 Will exceed the level of the upper limits of the operational masses for the energy resources of the named classes and such machines will be transferred to higher traction classes. For example, a tractor of class 3 KhTZ-121, as already mentioned above, has an operating weight of 8,200 kg. The ballasting of this tractor at a rate of 23% will lead to an increase in its total operating weight to the level of 10086 kg, which is typical already for traction class 4 vehicles (see Table 1). Tractors class 0.2, with ballasting within 23%, do not go to higher traction classes because the standard provides for them a wide range of variation in the operational mass, and class 2 tractors, such as LTZ-155, "Belarus-1221" Have an initial operating weight, which, with ballasting by 23%, does not lead to a change in the traction class of the machines. Another situation with the class 5 energy equipment. So according to the catalog, the tractors K-744-1 and K-701M belong to the traction class 5, their operational masses have the value 15830 kg and 14570 kg respectively, which according to Table. 1 allows them to be attributed to the traction class 6 even without ballasting. The foregoing allows us to draw certain conclusions, namely: a) theoretically - about certain inaccuracies in the dependence (2), b) in practical terms - the lack of effective ways to implement the available operating mass of energy.

Based on the foregoing, it can be argued that, in practice, the range of variation of the operating mass of

the energy source, conditioned by the standard, is, for the most part, of a reference nature. In such a case, it is important that the energy asset, in its characteristics, clearly correspond to the traction class to which it is assigned, and its operating mass achieved in any way, including ballasting, can vary both within the limits of the energy standard specified in the standard for this class, not excluding the transition to higher traction classes.

Thus, the limits of variation of the operating masses of power-supply devices of the type-size series, which are described by the values 555.6 - 27551.0 kg. When determining the position of the energy facility in a standard size, it should be ensured that its characteristics meet the requirements for machines of a specific traction class, and the operational weight, taking into account ballasting, could vary both within the limits of the energy facilities stipulated by regulatory documents for this class, Not excluding the transition to higher traction classes.

This fact suggests that the "nominal tractive effort" index can not be used as the main parameter for a one-parameter type series because the principle of parameter stability is violated.

Used by foreign experts, as the main parameter, the "installed engine power" parameter is an indicator of the efficiency of the energy medium and is also indispensable for the consumer. The data in the catalog [1] indicate that the power of the engines installed on the energy sources

(the analysis was carried out for standard tractors with a capacity of over 24 kW, such as those that are basic for carrying out the main set of works in diversified agricultural enterprises) varies widely. So MTZ represents power facilities with engine power from 24 to 96 kW, Case IH - from 38 to 280 kW, Fendt - from 37 to 199 kW, John Deere - from 39 to 342 kW, etc. About the possibility of using the installed engine power The following should be noted as the main parameter of the MPM standard size series. The overwhelming majority of tractor-building firms in a standardized series declared for the production of energy resources has machines with the same power of the installed engine. Thus, Fendt produces three brands of energy products with an engine power of 63 kW with a structural mass of 3850, 4190 and 5070 kg, which, according to the procedure of [16], allows them to be assigned to traction classes of 1.4, 1.4 and 2 respectively, and taking into account the possible ballasting - to classes 2, 3 and 3 respectively. The analyzed characteristics belong, respectively, to the energy facilities of Fendt Farmer 308C, Fendt Farmer 308CA and Fendt Farmer 409 Vario [1]. In addition, we should also give an example of the KhTZ-120 tractors, which had an engine with a discretely adjustable power of 88 and 107 kW, where a higher power level is recommended for operation in the unit with machines that have a drive from the tractor PTO.

Table 2. Brief specifications of John Deere and Fendt energy tools with engine power up to 60 kW.

Indicator	Units of measure	Brand of equipment				
		John Deere			Fendt	
		5510	6110A SE	6120A	Farmer 307C	F 370 GT
1 Engine power	kW	59	59	59	55	55
2 Engine displacement	cm ³	4530	4530	4530	3190	4086
3 Rated engine speed	min ⁻¹	2400	2300	2300	2300	2400
4 Engine torque	H × m	301	327	328	296	263
3 Torque reserve	%	28	34	33.5	30	16
6 Number of gears:						
Forward motion	pcs.	24	16	24	21	21
Reverse gear	pcs.	24	16	24	6	6
7 Travel speed:						
The maximum	Km/hr	40	40	42	40	40
Minimal	Km/hr	0,5	0,8	1,0	0,7	0,4
8 Number of PTO	pcs.	2	2	2	2	2
9 Number of speeds PTO	pcs.	2	3	3	3	3
10 Payload of attached devices:						
Posterior	Kg	...*)	3990	4520	4980	3210
Front	Kg	2000	...	3500	2945	2250
11 Hydraulic system pump capacity	l/min	43,1+18.2	54	60/96	70	41+36
12 Hydraulic system pump type	-	Gear	Gear	Axial	Gear	Gear
13 Presence of a mounting platform	-	-	-	-	-	+
14 Weight of payload ballast	Kg	2075	3066	2650	2200	2410
15 Construction weight	Kg	2725	3934	4350	3800	3590
16 Price	DM	29700	37000	41800	36100	38900

*) There is no data on the indicator

Based on the foregoing, it can be concluded that the two named parameters "nominal tractive effort" and "installed engine power" are inadequate characteristics of a standard range of mobile power facilities.

Taking into account that "... the optimization of parametric (standardized) series has an important ... value." Optimum selected parametric series satisfy the requirements ... in products of different species at the lowest total costs "[17], it is necessary to justify at least

one Or several main parameters that would allow itself, or together with others (for example, the two above) to obtain the most complete information about the energy source.

The characteristics given in the catalog [1] show that the price of energy for leading manufacturers in the world varies widely, even if they have engines of the same power. To establish the reasons for this fact, we examined more detailed characteristics of energy facilities that have engines of the same power. The studies were carried out using the characteristics of John Deere and Fendt energy facilities with engines up to 60 kW (Table 2).

The data of Table 2 show that the John Deere energy used almost the same engine with a capacity of 4530 cm³, which could not significantly change the manufacturer's pricing policy. The main differences in the technical characteristics were such indicators as the number of gears, the number of PTO speeds, the load capacity of mounted devices, the characteristics of the hydraulic system, the mass of the ballast and the structural mass. Each of these indicators is designed to ensure more efficient use of energy in various operations with a large number of machines and tools. So the number of gears determines the ability to ensure efficient use with machines and tools that are characterized by different levels of engine energy consumption, i.e. Allows you to more efficiently load the engine. The number of speeds of the power take-off shaft also provides more efficient loading of the engine, the lifting capacity of the attached devices limits the weight of the attached machines. The

characteristics of the hydraulic system determine the possibility and efficiency of the energy output of the engine through the hydraulic system. In particular, the installation of an axial-type pump allows adapting the hydrosystem of the energy source to the hydraulic systems of machines with different characteristics of the flow of working fluid. Mass characteristics also determine the traction of energy.

So, for example, if we compare the energy of the John Deere 5510 and John Deere 6120, we can say that the latter significantly benefits in terms of the lifting capacity of the mounted devices, the characteristics of the hydraulic system and the tractive characteristics provided by the structural mass and ballast, which significantly influenced the increase in value within 12100 DM.

A similar picture is observed for Fendt's energy facilities. However, it should be noted that their cost is significantly higher than the energy facilities of John Deere, which is explained by the significantly better indicators of the lifting capacity of the mounted devices and the availability of a cargo platform for the Fendt F 370 GT. The foregoing is confirmed in the higher classes of capacity of energy resources.

The increase in the cost of Fendt's 74 and 154 kW power equipment is primarily due to the use of a hydrostatic transmission, which allows for any speed in the 0-50 km / h range and, therefore, to load the engine more efficiently, even when compared to the Fendt Favorit 822, Which is completely reversible and has 44 transmissions (Table 3).

Table 3. Brief technical characteristics of Fendt energy facilities with engine power of 74 and 154 kW.

Indicator	Unit of measure	Energy brand			
		Fendt Farmer 309	Fendt Farmer 410 Vario	Fendt Favorit 822	Fendt Favorit 920 Vario
1 Engine power	kW	74	74	154	154
2 Engine displacement	cm ³	3190	3800	6870	6870
3 Rated engine speed	min ⁻¹	2300	2100	2200	2150
4 Engine torque	N × m	390	437	896	960
5 Engine torque reserve	%	30	35	34	40
6 Number of gears:					
Forward motion	pcs.	21	Hydrostat	44	Hydrostat
Reverse gear	pcs.	6	Hydrostat	44	Hydrostat
7 Travel speed:					
The maximum	Km/h	40	50	50	50
Minimal	Km/h	0,7	0,0 ^{*)}	0,2	0,0
8 Number of PTO	pcs	2	2	2	2
9 Number of speeds PTO	pcs	3	3	2	2
10 Hoisting capacity of attachments:					
Posterior	Kg	4980	6440	9000	9000
Front	Kg	2945	2920	5000	5000
11 Hydraulic system pump performance	l/min.	70	75	102	112
12 Hydraulic system pump type	-	Gear	Axial	Axial	Axial
13 Presence of an installed site	-	-	-	-	-
14 Weight of payload ballast	Kg	3280	3790	5900	5250
15 Constructional weight	Kg	4220	5210	8100	8750
16 Price	DM	46500	63200	99200	110000

*) 0,0 - the phenomenon exists, but in values less than those that can be expressed by the digital digits used in the table

Table 4. The value of the coefficient of universality of the construction of tractors involved in the performance of various technological processes of growing and harvesting crops according to the technological maps of 2004

Culture	Brand tractor									
	KhTZ-170	T-150K	T-150	KhTZ-120	T-70S	UMZ-6AKL	UMZ-80	MTZ-80/82	T-25	T-16MG
1. Perennial Herbs	-	-	0,14	-	-	0,13	-	0,20	0,14	-
2. Potatoes	-	0,17	0,15	-	-	-	-	0,17	-	-
3. Corn for grain	0,15	0,15	0,15	-	-	0,10	-	0,15	-	-
4. Corn for silage	-	0,15	0,15	-	-	0,09	-	0,15	-	0,09
5. Winter Wheat	0,15	0,15	0,15	-	-	0,09	-	0,13	0,06	-
6. Winter Rye	-	0,15	0,15	-	-	0,10	-	-	0,06	0,09
7. Wheat Jara	0,15	0,14	0,15	-	-	0,09	-	0,11	-	-
8. Sunflower	-	0,17	0,15	0,14	-	0,10	0,20	-	0,06	0,09
9. Sugar Beet	-	0,15	0,15	-	0,17	0,10	-	0,14	-	-
10. Barley	-	0,15	0,15	-	-	0,12	-	-	0,06	0,09

If we analyze the indicators of Tables 2 and 3, especially from number 6 to 15, then taking into account the results of the studies described in [18, 19, 20], it can be asserted that these indicators determine the level of universality of the energy facility and, ultimately, influence its cost. In this case, it can be argued that the level of universality of energy resources can perform the function of the main parameter of a standard size series.

In addition, depending on the availability of machines for the creation of machine and tractor units based on this or that energy facility of the size range, which will be determined by the financial condition of the state as a whole and of the individual agricultural producer in particular, this parameter will allow to optimize the size range for economic indicators.

This suggests that the parameter "level of universality of energy resources" will allow the process of optimization of the standard MPM series from the plane of solving static problems to the plane of solving dynamic problems, which is more reliable and promising.

In this case, it is worth paying more attention to the method of obtaining such an indicator as «the level of universality of K_{yK} energy resources». In particular, studies on the dynamics of the variation in the design universality coefficient [21] carried out in the technological processes of growing and harvesting cereals, in particular winter wheat, winter rye, spring wheat, spring and winter barley, carried out according to the technological maps of 1984-2001 made it possible to establish that the estimated The values of the coefficient of universality of the design of certain brands of tractors involved in the performance of technological processes differ little both in the context of years (only 6-7%) and in p The number of cultivated crops (no more than 14-18%), which can be explained by the use of technologies from the times of the collective farm and state farm system and the machine complexes designed for their implementation. Several other values of the universality coefficient obtained during the research of technologies of recent years [15] - Table 4.

However, it should be borne in mind that a size range of products is created for its consumer. This means that the consumer should get the maximum information about the elements of the size series already from the very row, so the use of the parameter "level of universality of the energy facility" alone is not sufficient. In such

conditions, it is advisable to use three parameters at the current stage when justifying a standard MES series: the nominal tractive effort, Engine power, level of versatility. These parameters will give an idea of the traction capabilities of the energy source, its energy potential and the availability of technical means for their implementation.

The results of the studies are presented in Table. 4 indicate that in recent years there have been some changes in the technology of growing crops and in the technical means for their implementation. So, in particular the technology of growing sunflower provides for the use of tractors of grade 1.4 of the UMZ brand, while the UMZ-6AKL tractors should provide a level of versatility of 0.10, and tractors of the UMZ-80 type should provide a level of versatility of 0.20, that is, two Times higher, which can be explained by certain progress in the design of tractors UMZ and the presence of more sophisticated machine complexes that allow this progress to be more fully realized. In confirmation of the above, it should be noted that in the previous crop rotation [21], sunflower is also present, and it was intended to use UMZ-6AKL tractors for its cultivation, but their planned level of universality should not exceed 0.13. Some analogies of such a plan could be made for tractors MTZ-80 and MTZ-82 in the technological process of growing perennial grasses, but for them the information presented in the tables is less complete than in tractors UMZ.

Taking into account the foregoing, the output parameters for constructing a geometric series of levels of universality of MPM should be taken in terms of indicators characteristic for tractors UMZ, since class 1.4 in which these tractors are included is the most widespread and most provided with machine complexes, and hence the most researched that for others Classes and brands of tractors for today is only desirable. Under such conditions, this allows us to take the value 0.10 as $K_{yK.min 1}$. And 0.20 for $K_{yK.max 1}$, while according to the condition of [18] K_{yK} should not exceed unity.

After the calculations carried out by the method described in [13], it is established that the geometric series of levels of universality of the MPM is characterized by the denominator $g_{yK}=1.778$ and includes 5 levels, namely: 0.10, 0.18, 0.32, 0.56 and 1.00. The received level of versatility is a requirement for the overall design and layout of the machine.

So, for example, if it is necessary to provide a machine with a level of universality of 0.56 and lower, then it is possible to implement it with the help of all three construction and layout schemes, and if it is a level of universality of 1.00, then this can be realized only by the construction of a self-propelled chassis (cm See [18]).

It is logical to assume that the level of development of technological modules for aggregation with MPM and

the most energy facilities will not be so rapid to realize all the declared level of universality. Therefore, it is advisable to assume that the increase in the level of universality of energy facilities will be carried out together with the development of technological modules to them at a slower pace due to a change in the equipment of a certain level of universality.

Table 5. Interaction of basic and intermediate levels of Universal Mobile power means (MPM)

The level of universality	The value of the level of universality									
Basic	0,10	0,18	0,32		0,56		1,00			
Intermediate	-	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90

An additional analysis of [21] and Table 2 showed that this can be achieved if we introduce a number of intermediate levels of universality, while it is expedient to use an arithmetic progression with a difference $d = 0.10$ as an intermediate series. Then a number of intermediate levels of universality will be 9 orienting levels, namely: 0.10, 0.20, 0.30, 0.40, 0.50, 0.60, 0.70, 0.80, 0.90.

Given that the base level is the maximum possible for a particular machine design, the interaction of the basic and intermediate levels of universality can be represented as follows (Table 5).

As shown by the data placed in Table. 5, the greatest number of intermediate levels is characteristic of the highest index among the basic levels of universality, which is understandable, since this level can be provided only by the constructive-layout scheme of the self-propelled chassis, which is intended for use as a multipurpose power facility. The practice of tractor construction shows that the classical and integral design and layout schemes of MPM may have slightly different universality [18], however, in our opinion, in order to avoid excessive costs, consumers of such equipment would be sufficient to make energy means of classical and integral assemblies With a basic level of universality not higher than 0.56, ensuring its full implementation of the corresponding machine complexes.

The results of additional studies have made it possible to establish that in the technological processes a maximum of 24...46% of the potential built into the design of domestic power facilities is realized. In this way, the UMZ-8240 type energy-generating equipment with the construction design value of the design universality coefficient at the level of 0.43 in the operating technological processes can maximally realize the level of 0.20, KhTZ -16131, with the available coefficient equal to 0.57, and T-16MG, respectively 0.38 and 0.09.

This situation can be explained by many reasons. First of all, these are stagnant phenomena in the development of technological processes, the lack of modern technical solutions in the creation of machine and tractor units, machines and tools designed to maximize the use of potential capabilities of energy resources, which negatively affects the production costs of agricultural enterprises and underscores the need to clarify the current technological processes in crop production and Complexes of machines for their implementation, including MPM.

The justification of the basic levels of universality in the development of MPM will allow solving the question of justifying the design of the machine at the design stage, providing for the maximum possible configuration and layout to achieve the required level of universality. And already the bundling in deliveries to the consumer (by installing or not installing the ordered units) to regulate the level of universality and, accordingly, the price of energy.

Conclusions

1. As a result of the conducted researches it is established that in order to provide the most informative information about mobile power means, which is placed in the main parameters of their standard series, the latter is expediently represented by a multiparameter, the main parameters of which are to take the nominal tractive effort, the installed engine power and the level of universality.

2. The main direction of further research on this issue is the substantiation of the multi-parametric, standard-size range of mobile agricultural energy products.

References

1. Pogorily L. V. (2004). Modern problems of agricultural mechanics and engineering when creating a new generation of agricultural machinery. Machinery AIC. №1-2. 6-7.
2. Dubrovin V., Krasovski E., Rogovskiy I. (2011). Complex machines measure the effectiveness of the crop. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. 13B. 20-24.
3. Antoschenkov R. (2013). Theoretical and research of the dynamic model of the wheeled tractor 30 kN. MOTROL. Commission for Motorization and Energetics in Agriculture. 15/7. 170-175.
4. Shkarivsky G. V. (2014). Estimation of the influence of the constructive-layout schemes of energy resources on the aggregation of units on their basis. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Vol. 16. No 3. 165-171.
5. Shkarivsky G. V. (2004). Research performance versatility tractors engaged in the performance of core processes. Interdepartmental thematic scientific collection

"Mechanization and Electrification of Agriculture". Glevaha, NSC "IMESH". Vol. 88. 78-85.

6. Saenko, A. V. (2016). Universal stand for definition of coefficient of friction and coefficient of rolling resistance of the tractor. Bulletin of Sumy national agrarian University. Series: mechanization and automation of production processes. Vol. 10 (2). 15-19.

7. Russini, A., Schlosser, J. F., Farias, M. S. (2018). Estimation of the traction power of agricultural tractors from dynamometric tests. Cienc. Rural vol. 48 no. 4 Santa Maria, Epub Apr. 16, 2018. DOI: 10.1590/0103-8478cr20170532.

8. Henchoz, Y., Crivelli, G., Borrani, F., Millet, G. (2010). A new method to measure rolling resistance in treadmill cycling J Sports Sci. Aug; 28(10):1043-6. DOI: 10.1080/02640414.2010.498483.

9. Kutkov, G. M. (2004). Tractors and cars. Theory and technological properties. Moscow. Colossus. 504.

10. Grebnev, V. P., Polivaev, A. S., Vorokhobin, A. B. (2011). Tractors and cars. Theory and performance properties. Moscow. KNORUS. 264.

Список літератури

1. Погорілий Л. В. Сучасні проблеми сільськогосподарської механіки та машинобудування при створенні сільськогосподарської техніки нового покоління. Техніка АПК. 2004. №1-2. С. 6-7.

2. Dubrovin V., Krasovski E., Rogovskiy I. Complex machines measure the effectiveness of the crop. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. 13B. 2011. P. 20-24.

3. Antoschenkov R. Theoretical and research of the dynamic model of the wheeled tractor 30 kN. MOTROL. Commission for Motorization and Energetics in Agriculture. 15/7. 2013. P. 170-175.

4. Shkarivsky G. V. Estimation of the influence of the constructive-layout schemes of energy resources on the aggregation of units on their basis. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Vol. 16. No 3. 2014. P. 165-171.

5. Шкарівський Г. В. Багатофункціональні трактори, що займаються виконанням основних процесів. Міжвідомчий тематичний науковий збірник «Механізація та електрифікація сільського господарства». Глеваха, ННЦ "ІМЕСГ". 2004. Вип. 88. С. 78-85.

6. Кутков Г. М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. Москва. КолосС, 2004. 504 с.

7. Гребнёв В. П., Поливаев О. И., Ворохобин А. В. Тракторы и автомобили. Теория и эксплуатационные свойства. Москва. КНОРУС. 2011. 264 с.

8. Саєнко А. В. Універсальний стенд для визначення коефіцієнта зчеплення та коефіцієнта опору коченню трактора. Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія: механізація та автоматизація виробничих процесів. 2016. Вип. 10(2). С. 15-19.

9. Russini A., Schlosser J. F., Farias M. S. Estimation of the traction power of agricultural tractors from dynamometric tests. Cienc. Rural vol. 48 no. 4 Santa

Maria, 2018. Epub Apr. 16, 2018. DOI: 10.1590/0103-8478cr20170532.

10. Henchoz Y., Crivelli G., Borrani F., Millet G. A new method to measure rolling resistance in treadmill cycling J Sports Sci. 2010 Aug; 28(10):1043-6. DOI: 10.1080/02640414.2010.498483.

ОБҐРУНТУВАННЯ ГОЛОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ТИПОРОЗМІРНОГО РЯДУ ЕНЕРГОЗАСОБІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Г. В. Шкарівський

Анотація. Вирішення проблем агропромислового комплексу у великій мірі залежить від забезпеченості високоефективними мобільними енергетичними засобами, наявність яких передбачається типорозмірним поруч. Побудова типорозмірного ряду ґрунтується на головних параметрах, які повинні найбільш повно характеризувати технічні, експлуатаційні і технологічні можливості виробу і володіти більшою стабільністю, ніж допоміжні параметри. Встановлено, що існує щонайменше три підходи до обґрунтування типорозмірний рядів енергосредств: по номінальному тяговому зусиллю, по потужності встановленого двигуна, за річного завантаження. Відповідно з цим можна виділити три головних параметра, за яким існували спроби обґрунтування типорозмірного рядів, а саме: номінальне тягове зусилля, потужність встановленого двигуна і річна завантаження. Названі параметри розрізнені оскільки їх обґрунтування велося враховуючи різні проблеми, які необхідно вирішити. Викладені обставини ускладнюють застосування економічно доцільних підходів до проектування, виготовлення і забезпечення ефективного використання енергозасобів, що призвело до пошуку інших, або додаткових головних параметрів для побудови типорозмірного ряду мобільних енергетичних засобів. Дослідження проводилися шляхом аналізу впливу досліджуваних параметрів на характеристики енергозасобів і їх стабільності в межах можливих класів типорозмірного ряду. В результаті проведених досліджень по обґрунтуванню та вдосконалення типорозмірного ряду мобільних енергетичних засобів сільськогосподарського призначення встановлено, що з метою забезпечення найбільшої інформативності про мобільних енергетичних засобах, яка закладена в головних параметрах їх типорозмірного ряду останній може бути представлений як багатопараметричний, головними параметрами якого доцільно прийняти номінальне тягове зусилля, потужність встановленого двигуна і рівень універсальності. Названі параметри дадуть уявлення про тягові можливості енергозасобу, його енергетичному потенціалі і наявності технічних засобів для реалізації тягових можливостей і встановленої потужності.

Ключові слова: мобільний енергетичний засіб, типорозмірний ряд, головний параметр, номінальне тягове зусилля, потужність встановленого двигуна, рівень універсальності.

ОБОСНОВАНИЕ ГЛАВНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ТИПОРАЗМЕРНОГО РЯДА ЭНЕРГОСРЕДСТВ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Г. В. Шкаровский

Аннотация.

Решение

проблем

агропромышленного комплекса в большой степени зависит от обеспеченности высокоэффективными мобильными энергетическими средствами, наличие которых предусматривается типоразмерным рядом. Построение типоразмерного ряда основывается на главных параметрах, которые должны наиболее полно характеризовать технические, эксплуатационные и технологические возможности изделия и обладать большей стабильностью, чем вспомогательные параметры. Установлено, что существует по меньшей мере три подхода к обоснованию типоразмерный рядов энергосредств: по номинальному тяговому усилию, по мощности установленного двигателя, по годовой нагрузке. В соответствии с этим можно выделить три главных параметра, по которым существовали попытки обоснования типоразмерного рядов, а именно: номинальное тяговое усилие, мощность установленного двигателя и годовая нагрузка. Названные параметры разрозненные поскольку их обоснования велось учитывая различные проблемы, которые необходимо решить. Изложенные обстоятельства затрудняют применение экономически целесообразных подходов к проектированию, изготовлению и обеспечению эффективного использования энергосредств, что привело к поиску других, или дополнительных главных параметров для построения типоразмерного ряда мобильных энергетических средств. Исследования проводились путем анализа влияния исследуемых параметров на характеристики энергосредств и их стабильности в пределах возможных классов типоразмерного ряда. В результате проведенных исследований по обоснованию и совершенствованию типоразмерного ряда мобильных энергетических средств сельскохозяйственного назначения установлено, что с целью обеспечения наибольшей информативности о мобильных энергетических средствах, которая заложена в главных параметрах их типоразмерного ряда последний может быть представлен как многопараметрический, главными параметрами которого целесообразно принять номинальное тяговое усилие, мощность установленного двигателя и уровень универсальности. Названные параметры дадут представление о тяговые возможности энергосредства, его энергетическом потенциале и наличии технических средств для реализации тяговых возможностей и установленной мощности.

Ключевые слова: мобильное энергетическое средство, типоразмерный ряд, главный параметр, номинальное тяговое усилие, мощность установленного двигателя, уровень универсальности.

UDK 631.331:061.4

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

B. I. Kotov

Podolsky State Agricultural and Technical University. Ukraine.

Speciality of article: 133 – industry engineering.

Corresponding author: bepeck2001@gmail.com.

Article history: Received – October 2019, Accepted – January 2020.

Bibl. 10, fig. 0, tabl. 5.

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

ventilation in the grain does not allow heated air drying cycle count process. The algorithm calculating the overall process of drying cycle to determine rational modes of the process, providing minimize energy costs. The equations change over time settings grain material by heating using high frequency electromagnetic field or infrared light and ventilation in the grain does not allow heated air drying cycle count process. The algorithm calculating the overall process of drying cycle to determine rational modes of the process, providing minimize energy costs.

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

Introduction

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

Formulation of problem

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

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

Analysis of recent research results

Viability use directional energy to obroblyuyemy material, namely heating and drying processes through targeted energy supply ultra high frequency electromagnetic radiation is described in [1–4]. The implementation process of microwave drying grain in specific units described in publications [5–10]. Energy and technological feasibility of energy of ultrahigh frequency electromagnetic field to intensify the drying process grounded in [11–12]. Question mathematical description and calculation drying processes discussed in scientific studies [13–18]. Analysis of publications [10, 19, 20] proved the effectiveness and drying cycle pulsed electromagnetic field on the material. But research in theoretical terms no matter the mathematical description of the combined-cycle drying grain materials.

Purpose of research

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

Results of research

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

- gradients of temperature and humidity are so small that they can be ignored and considered medium volume temperature value $\theta_c(\tau)$ and humidity $U(\tau)$ material,

- excess pressure in the capillaries of the material caused by the effect of EMF is a function of the temperature of the material and recorded via the temperature dependence of mass transfer coefficient (drying),

- existing patterns of distribution of the radiation absorbed in the thickness of the material can also be averaged by volume (thickness) assuming uniform heating.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

During the heated grain ventilation air temperature at the inlet of the layer t_1 heat balance equation is written as

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

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

Changing moisture Alexander Lykov by the formula:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

and therefore substitution:

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

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

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

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

$$T_2 \frac{dt}{d\tau} + a_2 t - b_2 = \theta, \quad (15)$$

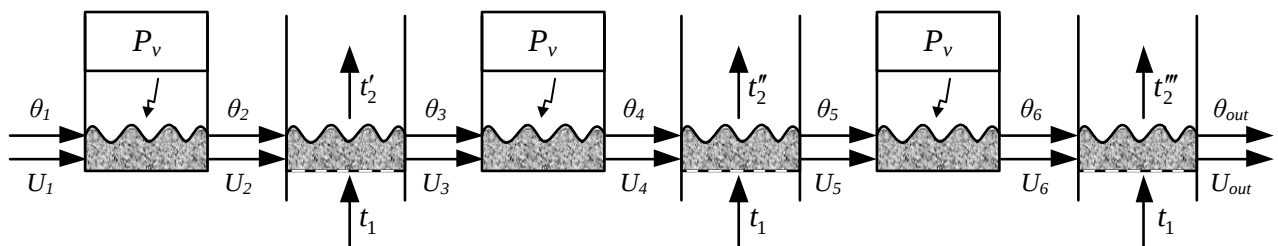


Fig. 1. The scheme of calculating the cyclical drying grain material.

where: $T_1 = \frac{m_m c_m}{\alpha F + \alpha_l F_w}$, $T_2 = \frac{m_p c_p}{\alpha F}$,

$$a_1 = \frac{\alpha F + \alpha_l F_w}{\alpha F}, \quad b_1 = \frac{\alpha_l F_w}{\alpha F} \theta_w, \quad a_2 = \frac{KF_0 + \alpha F}{\alpha F},$$

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

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

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

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

where: $A = T_1 T_2$, $B = T_1 a_2 + T_2 a_1$, $C = (a_1 a_2 - 1)$,
 $D_1 = b_2 + a_2 b_1$, $D_2 = b_1 + a_1 b_2$.

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

$$\theta(\tau) = \frac{C\theta_0 - D_1}{C(r_1 - r_2)} [r_1 e^{r_2 \tau} - r_2 e^{r_1 \tau}] + \frac{D_1}{C}, \quad (18)$$

$$t(\tau) = \frac{Ct_0 - D_2}{C(r_1 - r_2)} [r_1 e^{r_2 \tau} - r_2 e^{r_1 \tau}] + \frac{D_2}{C}. \quad (19)$$

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

$$\frac{d\theta(\tau)}{d\tau} = K_1 r_1 r_2 (e^{r_2 \tau} - e^{r_1 \tau}),$$

drying kinetics equation we get:

$$-R'_0 e^{a_1 U} \frac{dU}{d\tau} = K_1 r_1 r_2 (e^{r_2 \tau} - e^{r_1 \tau}). \quad (20)$$

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

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

$$U(\tau) = \frac{1}{a_1} \ln \frac{a_1}{R_0} \left[\frac{R_0}{a_1} e^{a_1 U_0} - K_1 r_2 (1 - e^{r_1 \tau}) + K_1 r_1 (1 - e^{r_2 \tau}) \right]. \quad (21)$$

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

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

The algorithm for calculating the cyclical drying process consists of sequential calculation curves heating and drying formulas (7), (8) for microwave irradiation, and the formulas (11), (13) calculated temperature change material and its moisture content mode ventilation layer material.

The initial (input) values of the parameters $\theta_1(x)$ and $U_1(x)$ for each of the following areas will be the final parameters $\theta_2(x)$ and $U_2(x)$ the previous zone.

For example, in the first zone of microwave heating in the direction of the grain bed just formulas (7) and (8) that are accepted in the diagram (Fig. 1) notation written in this form (with $0 \leq x \leq L_1$, $x = L_1$, $\theta_1(x) = \theta_2$, $u_1(x) = u_2$):

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

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

For the next first zone ventilation (air filtration) kinetics equation heating and drying written in the form (in $0 \leq x \leq L_2$, $x = L_2$, $\theta'_1(x) = \theta_3$, $u'_1(x) = u_3$):

$$\theta'_1(x) = t_1 + (\theta_2 - t_1) e^{-\frac{1}{vT} x}, \quad (24)$$

$$u'_1(x) = u_p + (u_2 - u_p) \times \exp \left(k_1 t_1 x v^{-1} - (\theta_2 - t_1) e^{-\frac{1}{vT} x} \right). \quad (25)$$

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

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

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

For the second aeration zone (at $0 \leq x \leq L_2$, $x = L_2$, $\theta'_2(x) = \theta_5$, $u'_2(x) = u_5$):

$$\theta'_2(x) = t_1 + (\theta_4 - t_1) e^{-\frac{1}{vT} x}, \quad (28)$$

$$u'_2(x) = u_p + (u_4 - u_p) \times \exp\left(k_1 t_1 x v^{-1} - (\theta_4 - t_1) e^{-\frac{1}{vT}x}\right). \quad (29)$$

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

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

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

For the third venting zone (at $0 \leq x \leq L_2$, $x = L_2$, $\theta'_3(x) = \theta_{out}$, $u'_2(x) = u_{out}$):

$$\theta'_3(x) = t_1 + (\theta_6 - t_1) e^{-\frac{1}{vT}x}, \quad (32)$$

$$u'_3(x) = u_p + (u_6 - u_p) \times \exp\left(k_1 t_1 x v^{-1} - (\theta_4 - t_1) e^{-\frac{1}{vT}x}\right). \quad (33)$$

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

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

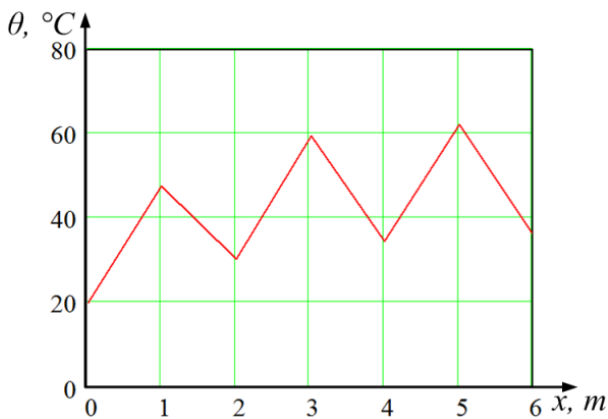


Fig. 2. Change the temperature grain drying under cyclic heating in the microwave power was 400 watts (weight 0.12 kg) and ventilation air 21 °C.

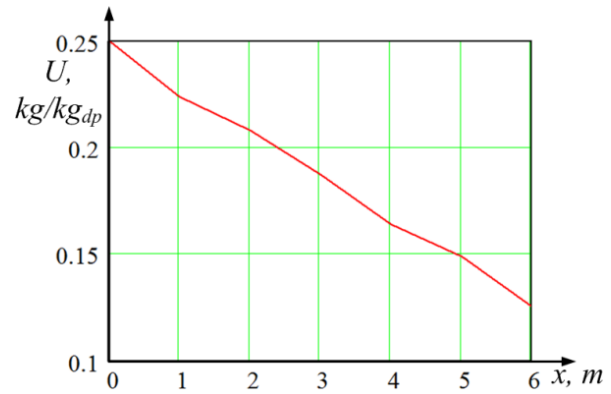


Fig. 3. Change the grain moisture content during the drying cycle.

Conclusions

1. As a result of theoretical research formulated a mathematical model of drying material in cyclic mode and simplified formula for calculating the heating and drying process using microwave heating and infrared heating.

2. Algorithm for calculating the overall process of drying cycle to determine rational modes of the process, providing minimize energy costs.

References

1. Burdo O. G. (2013). Nanoscale energy technologies. Kherson. Due to Grin D. 304.
2. Burdo O. G. (2005). Nanoscale effects in food technology. Physical Engineering Journal. No. 78. No. 1. 88–93.
3. Burdo O.G., Bandura V.N., Yarovsky I.I. (2011). Features of modeling of drying processes at electromagnetic energy supply. OmahaT Scientific Works. Odessa. No. 39. T. 2. 38–43.
4. Dementieva T. Yu. (2012). Intensification of drying processes of grain materials with the use of microwave electromagnetic field. Author's abstract diss. Cand. tech. of sciences. Odessa. 20.
5. Yarovy I. I. (2013). Development of a tape installation for dehydration of vegetable raw materials by electromagnetic field. Author's abstract diss. Cand. tech. of sciences. Odessa. 22 p.
6. Kotov B. I., Kalinichenko R. A., Kifyak V. V. (2012). Analytical study of transient modes of grain heating in electrothermal radiation installations of continuous action. ChNTUSG Bulletin. No. 131. 57–65.
7. Voytyuk, D. G., Volyansky, N. S. Gavriluk, G. G. (2008). Study of the basic traction and speed characteristics of ultra-light mobile power means for introducing process materials. Bulletin of Lviv national agrarian University: agroengineer research. Lviv. No 12 (2). 395–401.
8. Pogorely, L. V. Zaika, P. M., Voytyuk, D. G. (2003). Engineering agricultural science and modern scientific and technical problems. Technique in agriculture. No 9–10. 8–9.

9. *Sachenko, V., Koval, S.* (2004). Development trends of agricultural machinery. *Technique in agriculture*. No 1-2.

10. *Voytyuk, D. G., Baranovsky, V. M., Bulgakov, V. M.* (2005). *Agricultural machinery. Fundamentals of theory and calculation: the textbook*. Kyiv. Higher education. 464.

11. *Sisolin, P. V., Salo, V. M., Kropivniy, V. M.* (2001). *Agricultural machines: theoretical basis, design, design*. Book 1. *Machines for agriculture*. Under the editorship of M. I. Chernovol. Kiev. Harvest, 382.

Список літератури

1. *Бурдо О. Г.* Нанопищевые энерготехнологии. Херсон. Из-во Гринь Д. 2013. 304 с.

2. *Бурдо О. Г.* Наномасштабные эффекты в пищевых технологиях. *Инженерно-физический журнал*. Вип. 78. № 1. 2005. С. 88–93.

3. *Бурдо О. Г., Бандура В. Н., Яровой И. И.* Особенности моделирования процессов сушки при электромагнитном подводе энергии. *Наукові праці ОМАХТ*. Одесса. Вип. 39. Т. 2. 2011. С. 38–43.

4. *Дементьєва Т. Ю.* Інтенсифікація процесів сушіння зернових матеріалів із застосуванням мікрохвильового електромагнітного поля. Автореф. дис. канд. техн. наук. Одеса. 2012. 20 с.

5. *Яровий І. І.* Розробка стрічкової установки для зневоднення рослинної сировини електромагнітним полем. Автореф. дис. канд. техн. наук. Одеса. 2013. 22 с.

6. *Котов Б. І., Калініченко Р. А., Кицяк В. В.* Аналітичне дослідження перехідних режимів нагрівання зерна в електротерморадіаційних установках безперервної дії. *Вісник ЧНТУСГ*. № 131. 2012. С. 57–65.

7. *Войтюк Д. Г., Волянський М. С., Гаврилюк Г. Р.* Обґрунтування основних тягово-зчіпних і швидкісних характеристик надлегкого мобільного енергетичного засобу для внесення технологічних матеріалів. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. Львів. 2008. №12 (2). С. 395–401.

8. *З. Погорілий Л. В., Зайка П. М., Войтюк Д. Г.* Інженерна землеробська наука і сучасні науково-технічні проблеми. *Техніка в АПК*. № 9-10. 2003. С. 8–9.

9. *Саченко В., Коваль С.* Тенденції розвитку сільськогосподарської техніки. *Техніка в АПК*. № 1-2. 2004.

10. *Войтюк Д. Г., Барановський В. М., Булгаков В. М.* Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: підручник. Київ. Вища освіта. 2005. 464 с.

11. *Сисолін П. В., Сало В. М., Кривісний В. М.* Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. Книга 1. *Машини для рільництва*. За ред. М. І. Чорновола. Київ. Урожай, 2001. 382 с.

МОДЕЛЮВАННЯ І РОЗРАХУНОК ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИХ РЕЖИМІВ СУШІННЯ ЗЕРНА В ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОЛЯХ

Б. І. Котов

Анотація. Зберігання якісних зернових матеріалів при обробці та зберіганні після збору врожаю багато в чому залежить від правильно виконаного процесу сушіння. У сільськогосподарському виробництві переважно використовують дорогі конвекційні сушарки. Основна частка марнотратних енерговитрат припадає на теплову сушарку, частина тепла втрачається в навколишнє середовище через робочу поверхню сушарок і відпрацьовану охолоджуючу рідину. Способи зниження цих енергетичних витрат полягає в зниженні кількості сушильного агента в процесі до рівня, необхідного для поглинання і видалення вологи з сушарки, а також робочого об'єму принципів цілеспрямованої «доставки» енергії до висихаючому матеріалу. Останні принципи успішно реалізовані з використанням безконтактного енергопостачання електромагнітних полів при впливі матеріалу мікрохвильовим або інфрачервоним випромінюванням. У статті розглядаються теоретичні основи процесів сушіння матеріалу в циклічному режимі з інфрачервоним нагріванням і високочастотним електромагнітним полем. Рівняння змінюють з часом налаштування зернового матеріалу при нагріванні з використанням високочастотного електромагнітного поля або інфрачервоного світла, а вентиляція в зерні не дозволяє процес підрахунку циклу сушіння нагрітим повітрям. Алгоритм розрахунку загального процесу сушіння циклу дозволяє визначити раціональні режими процесу, що забезпечують мінімізацію енерговитрат. У статті розглядаються теоретичні основи процесів сушіння матеріалу в циклічному режимі з інфрачервоним нагріванням і високочастотним електромагнітним полем. Рівняння змінюють з часом налаштування зернового матеріалу при нагріванні з використанням високочастотного електромагнітного поля або інфрачервоного світла, а вентиляція в зерні не дозволяє процес підрахунку циклу сушіння нагрітим повітрям. Алгоритм розрахунку загального процесу сушіння циклу дозволяє визначити раціональні режими процесу, що забезпечують мінімізацію енерговитрат. Рівняння змінюють з часом настройки зернового матеріалу при нагріванні з використанням високочастотного електромагнітного поля або інфрачервоного світла, а вентиляція в зерні не дозволяє процес підрахунку циклу сушіння нагрітим повітрям. Алгоритм

розрахунку загального процесу сушіння циклу дозволяє визначити раціональні режими процесу, що забезпечують мінімізацію енергозатрат. Рівняння змінюють з часом настройки зернового матеріалу при нагріванні з використанням високочастотного електромагнітного поля або інфрачервоного світла, а вентиляція в зерні не дозволяє процес підрахунку циклу сушіння нагрітим повітрям. Алгоритм розрахунку загального процесу сушіння циклу дозволяє визначити раціональні режими процесу, що забезпечують мінімізацію енерговитрат.

Ключові слова: інфрачервоний обігрів, мікрохвильове опалення, вентиляція, сушіння зерна, циклічна сушка.

МОДЕЛИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ РЕЖИМОВ СУШКИ ЗЕРНА В ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОЛЯХ

Б. И. Котов

Аннотация. Хранение качественных зерновых материалов при обработке и хранении после сбора урожая во многом зависит от правильно выполненного процесса сушки. В сельскохозяйственном производстве преимущественно используют дорогостоящие конвекционные сушилки. Основная доля расточительных энергозатрат приходится на тепловую сушилку, часть тепла теряется в окружающую среду через рабочую поверхность сушилок и отработанную охлаждающую жидкость. Способы снижения этих энергетических затрат заключается в снижении количества сушильного агента в процессе до уровня, необходимого для поглощения и удаления влаги из сушилки, а также рабочего объема принципов целенаправленной «доставки» энергии к высыхающему материалу. Последние принципы успешно реализованы с использованием бесконтактного энергоснабжения электромагнитных полей при воздействии материала микроволновым или инфракрасным излучением. В статье рассматриваются теоретические основы процессов сушки материала в циклическом режиме с инфракрасным нагревом и высокочастотным электромагнитным полем. Уравнения меняют со временем настройки зернового материала при нагревании с использованием высокочастотного электромагнитного поля или инфракрасного света, а вентиляция в зерне не позволяет процесс подсчета цикла сушки нагретым воздухом. Алгоритм расчета общего процесса сушки цикла позволяет определить рациональные режимы процесса, обеспечивающие минимизацию энергозатрат. В статье рассматриваются теоретические основы процессов сушки материала в циклическом режиме с инфракрасным нагревом и высокочастотным электромагнитным полем. Уравнения меняют со временем настройки зернового материала при нагревании с использованием высокочастотного электромагнитного поля или инфракрасного света, а вентиляция в зерне не позволяет процесс подсчета цикла сушки нагретым воздухом. Алгоритм расчета

общего процесса сушки цикла позволяет определить рациональные режимы процесса, обеспечивающие минимизацию энергозатрат. В статье рассматриваются теоретические основы процессов сушки материала в циклическом режиме с инфракрасным нагревом и высокочастотным электромагнитным полем. Уравнения меняют со временем настройки зернового материала при нагревании с использованием высокочастотного электромагнитного поля или инфракрасного света, а вентиляция в зерне не позволяет процесс подсчета цикла сушки нагретым воздухом. Алгоритм расчета общего процесса сушки цикла позволяет определить рациональные режимы процесса, обеспечивающие минимизацию энергозатрат. Уравнения меняют со временем настройки зернового материала при нагревании с использованием высокочастотного электромагнитного поля или инфракрасного света, а вентиляция в зерне не позволяет процесс подсчета цикла сушки нагретым воздухом. Алгоритм расчета общего процесса сушки цикла позволяет определить рациональные режимы процесса, обеспечивающие минимизацию энергозатрат. Уравнения меняют со временем настройки зернового материала при нагревании с использованием высокочастотного электромагнитного поля или инфракрасного света, а вентиляция в зерне не позволяет процесс подсчета цикла сушки нагретым воздухом. Алгоритм расчета общего процесса сушки цикла позволяет определить рациональные режимы процесса, обеспечивающие минимизацию энергозатрат.

Ключевые слова: инфракрасный обогрев, микроволновое отопление, вентиляция, сушка зерна, циклическая сушка.

B. I. Kotov ORCID 0000-0003-2369-7288.

UDK 693.546

RESEARCH OF SETTINGS OF FORCED ACTION MIXER WITH CHANGING ANGLE BLADES

I. I. Nazarenko, A. V. Chichur

Kyiv National University of Construction and Architecture. Ukraine.

Speciality of article: 133 – industry engineering.

Corresponding authors: i_nazar@i.ua

Article history: Received – October 2019, Accepted – January 2020.

Bibl. 11, fig. 11, tabl. 0.

Abstract. Analysis and evaluation of structural and technological parameters of forced action mixer was carried out on the basis twin-shaft forced action mixer. Theoretical methods of moving material into the twin-shaft mixer chamber, using a stochastic approach were proposed in this article. The process of moving material was researched by the theory of Markov chains. Based on the proposed method of improving system of quality assessment in terms the variation coefficient of mixture. And was predicted that the main parameter that affects the direction of movement particles of material and quality of mixing - is the rotation angle of the blade. It was the main option of the research. To test the theoretical foundations of the movement of substances and improve the quality of the mixture, experimental stand was developed – Laboratory twin-shaft forced action mixer with changing angle blades. The conducted experiments have confirmed the validity of theoretical research. The Algorithm of design of new constructions of twins-shaft concrete mixers was proposed, based on conducted researches. The working hypothesis that the movement of material between the mixing zones depends on the "transition probabilities", which is defined by angle blade was confirmed as a result of mathematical modeling of moving material and performed experimental studies. On the basis of theoretical research the method of calculation of basic parameters of advanced laboratory twin-shaft concrete mixers was created. The laboratory twin-shaft concrete mixers with rotary blades was created.

The investigations can improve the efficiency of the mixer by reducing cycle time and energy consumption.

Key words: mixer, twin-shaft concrete mixer, twins-shaft forced action concrete mixer, coefficient of variation, concrete, mixing stochastic model, Markov chains.

Introduction

Quite often the twin-shaft forced action mixers are used for the production of mixed concrete and for reinforced concrete structures.

Formulation of problem

Therefore, improving the means of preparing concrete mixes and solutions that will have simpler design, lower energy loss and metal consumption is relevant and promising researching task for the development of engineering and construction industry in Ukraine. The analysis and estimation of existing researches of mixers were carried out, that identified the main task of this work.

Analysis of recent research results

The scope of their optimal use is virtually unlimited, according to modern recommendations [1, 5, 6, 12, 15]. For example, mixture prepared in such mixer has the highest structural strength by water-cement ratio coefficient [10, 16, 19]. These mixtures are ideal for making hard and harder mixtures [19]. Their distinctive feature is the lowest duration of the mixing cycle – 45-90 sec, compared to other types of mixers. However, despite their many advantages, they have some disadvantages, namely the high cost of mixing, and consequently – high cost of driving mechanism, rapid wear armor mixer. Overall, the construction of this type of mixer is not well studied, so we should carry out research of processes and phenomena occurring in the middle of mixing chamber. An important trend in the development of this equipment is the desire to generalize the theoretical foundations of design and calculations of this type of construction equipment [1, 5, 12].

Purpose of research

The primary goal of research is increase efficiency of process preparation of mixture on twin-shaft forced action mixer by optimal blade angles of rotation and determination of mixing time, depending on the coefficient of variation, through mathematical modeling of moving particles mixture.

Results of research

During the mixing process in its working volume occurs relative movement of particles of different components, which were "separated" or were implemented unevenly. As a result of mixing process, the particles location in the working volume of the mixer may be infinitely different. Under such conditions, the ratio of components in the mixture micro-volumes – the value is too random, because most of the known methods for assessing uniformity of mixture (quality) based on the methods of statistical analysis.

For simplicity, all mixture conditionally consists of two components: main component and secondary component that includes other components. This method helps to evaluate the homogeneity of mixture by using distribution parameter of a random variable – content of main component in the mixture samples. The component is easy to analyze or its distribution in the mix is very important for the technical requirements, is often choose as main component. This criterion of mixture quality is the coefficient of variation, %:

$$V_c = \frac{100}{\bar{c}} \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (c_i - \bar{c})^2}, \quad (1)$$

where: $\bar{c}$ – arithmetic mean of concentration a main component in all n samples mixture %, c – concentration of a key component in the i -th sample mixture, % [14].

As for the mixing of building materials, this criterion is called the coefficient of heterogeneity, because of coefficient the heterogeneity of the mixture is increasing.

The analysis of experimental dependence $V_c = f(t)$ (t – mixing time), shows that the kinetic curve of mixing process has three characteristic areas (Fig. 1), where each of them reflects a certain period of time mixing.

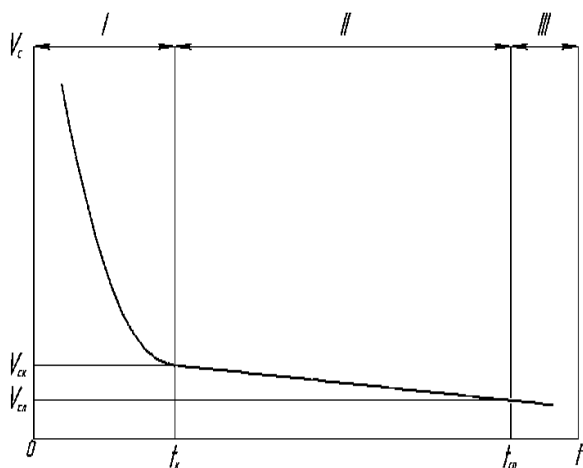


Fig. 1. Dependence of heterogeneity mixture from mixing time.

At 1-st period in mixer volume convection hyphenation of components is dominated. The process of segregation has low speed, compared with the process of moving. Therefore, in 1-st period V_c decreases sharply to some value V_{ck} . At the end of this period (t_{cp}) in the

working volume of mixer virtually no aggregates (macro-volumes) consisting of particles of one component.

In 2-nd period, the mixing speed became equal to the speed of segregation, that is the value V_c varies slightly over time (compared with 1-st period). It self the mixing process is implemented mainly through the movement of individual particles relative to each other. Because of resemblance to the diffusion process of molecules it's called diffusion.

In 3-d period the mixing speed equal to the speed of segregation, that is V_c does not change with time. The lowest value of coefficient of heterogeneity called marginal heterogeneity V_{cn} . The time t_{cn} , at which the mixture becomes homogeneous (estimated value V_{cn}), is optimal mixing times because of further stirring V_c it doesn't change.

In the 1st period the physical and mechanical properties of the mixture do not affect significantly the kinetics of mixing process, and in the 2nd and 3rd periods, their influence is noticeable. Therefore, different mixes in a mixer with different physical and mechanical properties will have different values of V_c . [10, 11, 14]

The physics of mixing process in a continuous mixer differs from cyclic mixer fact that the quality of mixing depends not only on the speed of mixing in the working volume of the mixer, but the nature of the power components.

Considering the mode of twin-shaft mixer to determine its nature effectiveness within a stochastic model in which the movement of matter is random and is described by probabilistic methods. [3]

To do this, all volume of the mixer is divided into the equal number of elementary volumes – mixing zones. At first step, define the volume one shaft of mixer – the cylinder without adjacent cylindrical segment that mixed by blades of nearby shaft (Fig. 2, shaded area).

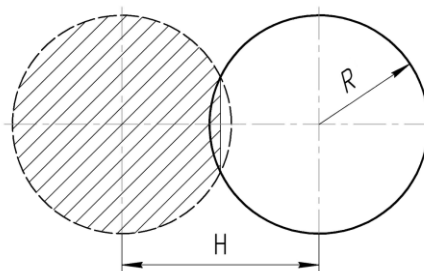


Fig. 2. The scheme of elementary volume: R – radius of the mixing zone, H – distance between the axis of the shafts.

Further, the cylinders are divided into mixing zones whose number equal to the number of blade arrangements mounted on the shaft (Fig. 3).

Based on the definition of mixing process in the theory of dynamical systems [20, 21], as the properties of the system "forget" about the initial condition (state) over time, we will determine this time. To describe the movement of heterogeneous systems we will use Markov chains theory [7, 13, 17, 18, 22, 23] so the transition probability $p_{ij}(t)$ depends on time and there is a time t , which corresponds to a transition in which n matrix of

transitional probabilities are unchanged. This state of the system, "a state of oblivion" equal t_{cn} , time that determines the beginning of 3-d period of kinetic curve mixing process (see. Fig. 1), in which the mixing speed equal to the speed segregation V_c that doesn't change with time.

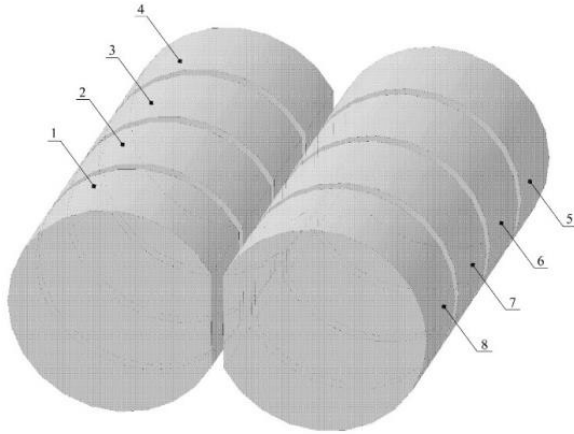


Fig. 3. The three-dimensional model of 8 mixing zones.

So, the analysis of workflow process forced action mixer is aimed at determination of the limiting factor of heterogeneity V_{cn} – the lowest value of coefficient in time t_{cn} , at which the mixture becomes homogeneous.

This indicator characterizes mixer, its effectiveness and mixing quality.

Based on the general theory of Markov chains, the initial state of system can be characterized by the vector $G(0)$, where each component $g_i(0)$ is the probability of finding of one of the components of the mixture in the i -th mixing zone:

$$G(0) = [g_1(0), g_2(0), \dots, g_k(0)], \quad (3)$$

where: k – the number of mixing zones.

Then specified the value of transitions probability of particle from i -th mixing zone in a j -th, it is the probability matrix (connections). According to the theory of Markov after n transitions (rotating shaft) distribution of matter in the mixing zones can be written as matrix multiplication:

$$G(n) = G(0)p^n, \quad (4)$$

where: n – the matrix of transition probability with dimension $k \times k$, $G(n) = [g_1(n), g_2(n), \dots, g_k(n)]$ – the state vector system after n transitions.

To assess the heterogeneity $V_n, \%$, distribution of material after transitions determined:

$$V_n = 100k \sqrt{\frac{1}{k-1} \sum_{i=1}^k \left[g_i(n) - \frac{1}{k} \right]^2}. \quad (5)$$

The mixer, which reaches value V_3 in the less number of rotation shaft (less time mixing) is the best.

The scientifically-research idea took the position that the mixing efficiency is determined by the speed of the transition material from state of inhomogeneous embedded to the state of "forgetfulness".

The main performance indicators of twin-shaft forced action mixer include:

- the number of shaft rotations at which mixture becomes the homogeneity (the time of "forgetfulness" t_{cp}),
- the angle of blade rotation,
- the power drive on mixing,
- the productivity.

Thus, on the basis of the above, the following hypotheses were formulated, the implementation of which would achieve the desired result in the creation of new or would improve existing structures of twin-shaft forced action mixers.

1. The moving of material between the mixing zones in a particular direction depends on "transition probabilities", which physical meaning is defining as difference of entropy before and after the transition, which differently interprets the way of determination the power of mixing.

2. The moving of material is made within each transition (shaft rotating), that is a discrete model.

This approach will allow to get mathematical model for the researched environments, more intelligently and with fewer bugs or as necessary to improve the methodology of research results.

To determine the probability of transition material in one direction or another, consider the most common scheme of movement, which is shown in Fig. 4. It is believed that during one shaft rotation the material will be transiting with probability p to a nearby zone, with probability q to opposite zone and with probability r will remain in it:

$$p + q + r = 1. \quad (6)$$

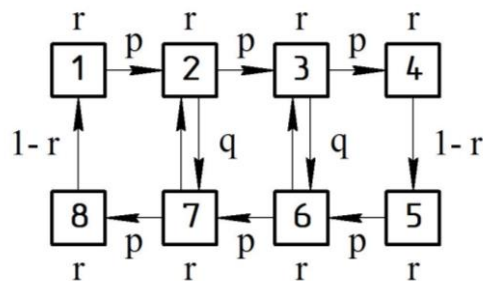


Fig. 4. The transition scheme of material for twin-shaft mixer.

The determination of probability of transition of material will be entirely experimental by the example of one of the mixing zones (Fig. 5).

With help of software MathCAD one transition of material in appropriate ways, depending on the blades angle is simulated.

The probability of transition is determined as numerous simulations of the transition by the randomly algorithm «white noise." The results are processed by statistical methods, resulting in transition probability becomes dimensional value that reflects the difference in entropy before and after the transition.

For adequacy of the experiment the rheological properties of the material (concrete mix) should be created, replacing it by some number of balls with some diameter and density of the material.

More accurate description of the mixing process can be provided by three-dimensional probabilistic model

(Fig. 6). In this scheme the probability of leaving the material in the same mixing zone and description of the movement of particles of material in it is more widely understanding. As shown in Fig. 6, the movement of material into the mixing zone is made in the radial and

circumferential directions, but on two-dimensional scheme it is described as remaining the matter in the same mixing zone, and consistent with probability.

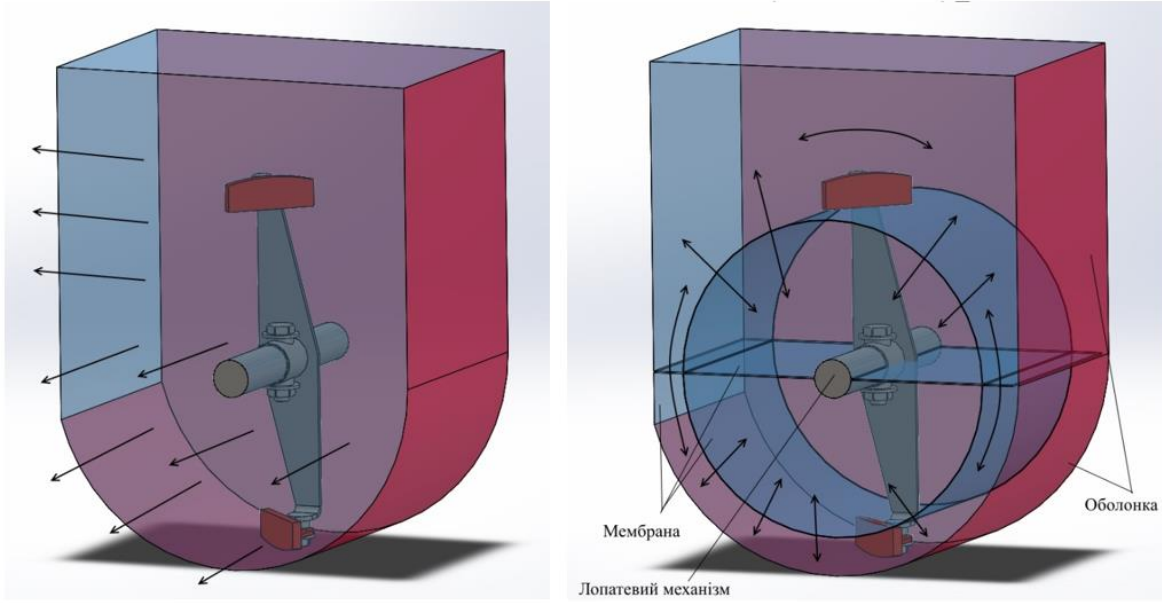


Fig. 5. The scheme to determinate the probability of movement material.

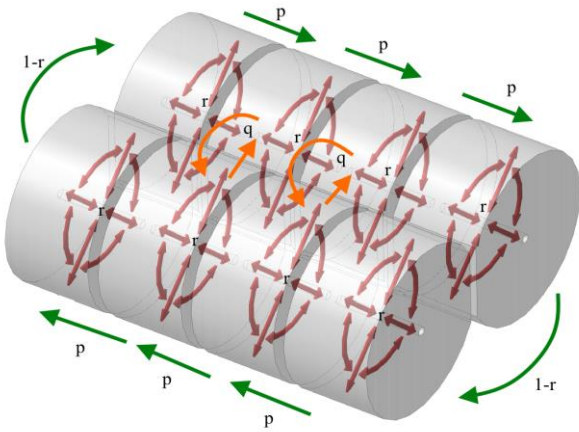


Fig. 6. The scheme of moving material in the mixer.

Considering the three-dimensional scheme of movement material and particles in the mixer, let's introduce the probability of remaining of material in the same mixing zone as the total probability of moving material in the radial S and circumferential C direction.

Also, the movement of material along the axis of the mixing shaft determined as probability of axial movement A , and the probability of movement into opposite mixing zone E (Fig. 7).

- **Radial direction** – s the movement of material within the ranks of the blade arrangements of the mixer in the direction from the axis to the largest radius (hull mixer) and in the opposite direction. Each of the mixing zones, is going to be divided in the radial direction on N_S equal rings,

- **Circumferential direction** – s the movement of material within the ranks of the blade arrangements of the mixer in a closed circulation circuit. Each of the mixing

zones, is going to be divided in the circumferential direction on C_R sector level (α – angle sector, hail):

$$N_C = \frac{360^\circ}{\alpha}. \quad (7)$$

For further calculation is necessary to know the values of the following parameters:

- Number of cells in each of the received parts (zones):

$$N_j = N_C \cdot N_S, \quad (8)$$

- Numbering mixing zones in each of the pieces obtained from the index growth:

$$J_C = (n_S - 1) \cdot N_C, \quad (9)$$

- Number of rings:

$$n_S = \overline{1, N_S}, \quad (10)$$

- The radius of the ring, provided the same amount of cells:

$$R_i = \sqrt{R_{i-1}^2 - \frac{R_0^2}{N_S}}, \quad i = \overline{1, N_S - 1}. \quad (11)$$

System status at time $\tau = k \cdot \Delta T$, were k – number of transition, ΔT – the duration of the transition, expressed as a column vector of size $(N_I \times N_j) \times 1$:

$$S^k = \begin{bmatrix} S_1^k & S_2^k & \dots & S_{N_j}^k & S_{N_j+1}^k & \dots & S_{N_j \cdot (N_j-1)}^k & S_{N_j \cdot N_I}^k \end{bmatrix}^T,$$

The next state of the S^{k+1} depends on the current and can be presented in:

$$S^{k+1} = S^k \cdot P, \quad (12)$$

where: P – matrix of transition probabilities. In turn, the matrix of transition probabilities with regard the three direction of movement material particles is given by:

$$P = P_C \cdot P_S \cdot P_A, \quad (13)$$

where: P_C – matrix of transition probabilities when moving particles in the circumferential direction, P_S – matrix of transition probabilities when moving particles in

the radial direction, P_A – matrix of transition probabilities when moving particles in the axial direction.

$$P_S = \begin{pmatrix} P_{S_{1,1}} & 0 & \dots & 0 \\ 0 & P_{S_{2,2}} & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & P_{S_{N_I-N_J}} \end{pmatrix}, \quad P_C = \begin{pmatrix} P_{C_{1,1}} & 0 & \dots & 0 \\ 0 & P_{C_{2,2}} & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & P_{C_{N_I-N_J}} \end{pmatrix}, \quad (14)$$

$$P_A = \begin{pmatrix} P_{A_{1,1}} & P_{A_{1,2}} & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ P_{A_{2,1}} & P_{A_{2,2}} & P_{A_{2,3}} & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & P_{A_{3,2}} & P_{A_{3,3}} & P_{A_{3,4}} & \dots & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & P_{S_{N_I-1-N_J-2}} & P_{S_{N_I-1-N_J-1}} & P_{S_{N_I-1-N_J}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & P_{S_{N_I-N_J-2}} & P_{S_{N_I-N_J}} \end{pmatrix}$$

where: 0 – zero matrix of size $N_I \times N_I$ and $N_C \times N_C$ for matrices of transition probabilities when moving particles in the circumferential and radial and axial direction, respectively, $P_{C_{ij}}, P_{S_{ij}}, P_{A_{ij}}$ – block matrix of transition probabilities when moving particles in the circular (matrix size $N_j \times N_j, i = \overline{1, N_I}$), radial (size matrix $N_C \times N_C, i = \overline{1, N_I}$) and the axial direction, respectively, for each i -th particle mixing chamber (formula 15).

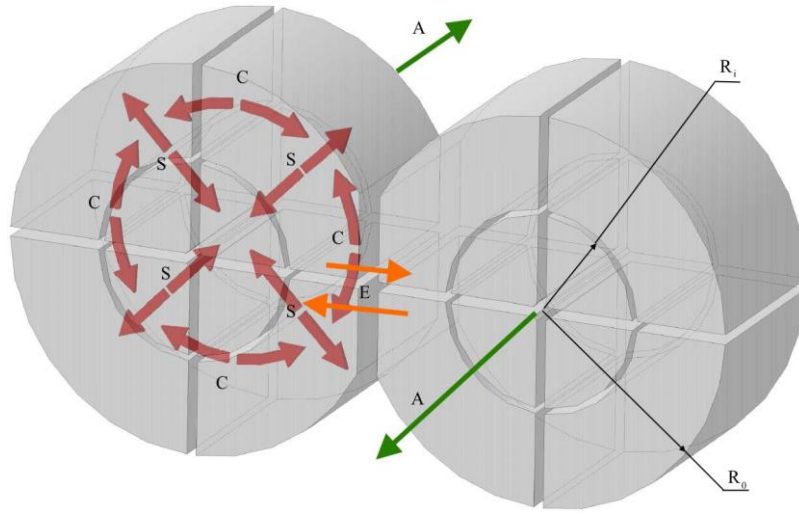


Fig. 7. The calculated scheme to describe all movement of material in the mixer.

$$P_{C_{ij}} = \begin{pmatrix} M_{C_{1,1}} & 0 & \dots & 0 \\ 0 & M_{C_{2,2}} & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & M_{C_{N_J, N_J}} \end{pmatrix}$$

$$P_{S_{ij}} = \begin{pmatrix} M_{S_{1,1}} & M_{S_{1,2}} & \dots & M_{S_{1, N_J}} \\ M_{S_{2,1}} & M_{S_{2,2}} & \dots & M_{S_{2, N_J}} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ M_{S_{N_J, 1}} & M_{S_{N_J, 2}} & \dots & M_{S_{N_J, N_J}} \end{pmatrix} \quad (15)$$

where: 0 – the zero matrix of size $N_j \times N_j$ and $N_C \times N_C$ or matrices of transition probabilities when moving particles in the circumferential and radial and axial direction, $M_{C_{ij}}, M_{S_{ij}}$ – block matrix of transition concentrations of the material from l cell to m cell at moving particles in the circumferential direction of the size $N_C \times N_C, i = \overline{1, N_I}$, radially direction of the size $N_C \times N_C, i = \overline{1, N_I}$,

$j = \overline{1, N_J}$, respectively. For axially moving particles the block matrix of transition probabilities ($i = \overline{1, N_I}, j = \overline{1, N_I}$), will look like:

$$P_{A_{ij}} = \begin{pmatrix} p_{1+I_a, 1+I_a}^a & 0 & \dots & 0 \\ 0 & p_{2+I_a, 2+I_a}^a & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & p_{N_J+I_a, N_J+I_a}^a \end{pmatrix},$$

where $p_{l,m}^a$ – probability of transition concentration of the material while moving particles in the axial direction $l = \overline{1, N_I \cdot N_J}, m = \overline{1, N_I \cdot N_J}, I_a = (i-1) \cdot N_J$, and $J_a = (i-1) \cdot N_J$ indices of growth.

The block matrices of transitions of material concentration from l cell to m cell is the same for transition in the circumferential and radial directions (Formula 16):

$$M_{C_{ij}} = \begin{pmatrix} p_{1+I_c, 1+I_c}^c & p_{1+I_c, 2+I_c}^c & 0 & 0 & \dots & 0 & p_{1+I_c, N_C+I_c}^c \\ p_{2+I_c, 1+I_c}^c & p_{2+I_c, 2+I_c}^c & p_{2+I_c, 3+I_c}^c & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & p_{3+I_c, 2+I_c}^c & p_{3+I_c, 3+I_c}^c & p_{3+I_c, 4+I_c}^c & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ p_{N_C+I_c, 1+I_c}^c & 0 & 0 & 0 & \dots & p_{N_C+I_c, N_C+I_c}^c & p_{N_C+I_c, N_C+I_c}^c \end{pmatrix} \quad (16)$$

where: $p_{l,m}^c$ – the probability of transition concentration of material while moving particles in the circumferential direction $l = \overline{1, N_C}$, $m = \overline{1, N_C}$, $I_c = (i - 1) \cdot N_C$ – indices of growth.

$$M_{S_{i,j}} = \begin{pmatrix} p_{1+I_s, 1+I_s}^s & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & p_{2+I_s, 2+I_s}^s & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & p_{1+I_s, 1+I_s}^s \end{pmatrix} \quad (17)$$

where: $p_{l,m}^s$ – the probability of transition concentration of material particles while moving radially $l = \overline{1, N_C}$, $m = \overline{1, N_C}$, $I_s = (i - 1) \cdot N_C$ – indices of growth.

The system state can be represented as a column vector, for twin-shaft mixer:

$$S_D^k = [S_a^k \ S_b^k]^T \quad (18)$$

where: S_a^k and S_b^k – the state of system during rotation of the first and second shafts, respectively (Fig. 2.).

The state of system S_D^{k+1} can be represented in matrix form:

$$S_D^{k+1} = S_D^k \cdot P_D \cdot P_U, \quad (19)$$

where: P_D – mixing matrix that looks like:

$$P_D = \begin{pmatrix} P & 0 \\ 0 & P \end{pmatrix}, \quad (20)$$

where: 0 – zero matrix size $N_I \times N_I$.

P_E – exchanging matrix of material particles during rotation 1-st and 2-nd shafts. Matrix elements except the elements $p_{N_{j-I_c}+i, N_{j-I_c}+i}^e$, where $i = \overline{1, \frac{N_C}{2}}$, $i_l = \overline{1, N_I}$, $j = \overline{\frac{N_C}{2} + 1, N_C}$, $J_I = \overline{N_I + 1, 2 \cdot N_I}$, is zero.

The mathematical model allows us to calculate the number of transition (shaft rotation) after which the matrix of transition probabilities cease to vary over time, indicating that the system achieve steady state ("forgot" their original position), and therefore the maximum degree of homogeneity of the mixture.

To verify the obtained data the scheme of laboratory stand was developed and described.

It consists of a laboratory mixer, inductive sensor, frequency converter, analog-digital signal converter, a computer with specially developed software and photo camera.

The lab mixer equipped with a contactless inductive sensor and bracket on one of the shafts with which the number of rotations of the shaft can be read. The signal reaches the signal converter, and displayed on the monitor of computer. Also, through the signal converter the frequency converter is connected to the computer that controls electric laboratory setting. It maintains continuous operation at a given engine speed and stops it after a given number of rotations of lab twin-shaft mixer.

The value of the "forgetting time" that an equals the number of mixer shaft rotations at given blades angle, is entered into the computer, after it determining. And blades are set in the required position using a specially designed protractor. Then all previously designing components of the mixture in the mixer, are downloaded and the experiment begins.

On the basis of the experimental scheme was designed construction of the experimental setup [2, 4, 8, 9] – Laboratory twin-shaft concrete mixers (Fig. 8).

The lab mixer on the cart is situated in the correct place for experimentation and wheels fixed by stops (16).

Then, through the open side door (12), located in the cover (11), installing the position of blades (3) – rotation angle with a special protractor. Further downloaded all previously dosaging components of future mixture: scree, cement and sand. Then the side door (12) closed and connected to the control panel (17). By setting a mode of drive motor (9) with frequency converter (21).

Then, the initial process of mixing the dry components in which, depending on the selected initial provisions blades (3) material will be distributed over the mixing chamber (20 sec.).

Then, by CIP head system (13) uniformly sprayed water, and mixing ingredients of mixture are already in final form. This stage lasts 20-25 sec. and it is the most difficult mixing period, as there is a significant increase of dynamic and kinetic viscosity of the mixture and increase the resistance of the environment on the machine.

Another 20-25 sec. mixer working after stopping the water supply. Then drive motor (9) stopped and through the open side door (12) take the samples from different areas of the mixing chamber.

The residue is discharged through the unloading opening (6), driven by lever (8) which fixed with screws (7), is discharged from the mixing chamber.

After sampling and discharge residual mixture through unloading opening (6) the side door (12) and unloading opening (6) is closing, and mixing chamber is washed by water through the pipe system CIP (13) and then unloading hole open and poured all dirt.

Also laboratory mixer equipped with an emergency stop button, flashlight, two limit switches on the side door and appropriate warning label (Fig. 9), making it safe for use in the classroom.

The results of experimental researches are shown in Fig. 10. In a graph curves "oblivion" for different blades angles, which are obtained during the processing of data results by "slick average method".

As you can see from the graphs, for different blades angles α charts differ, since the probability of transition in certain direction is dependent on this parameter.

Among the researched values of blades angle the most efficient $\alpha = 34^\circ$.

Comparing the experimental results and theoretical research (Fig. 10).

As follows from these graphs, the state of "forgetting" in an experimental and theoretical way doesn't have big difference, and fit into the allowable error of 15%.

The evaluation and analysis of the test samples show that the quality of the prepared mixture meets the calculated time (number of rotations). The quality of the mixture was assessed visually and in terms of strength (Fig. 11).

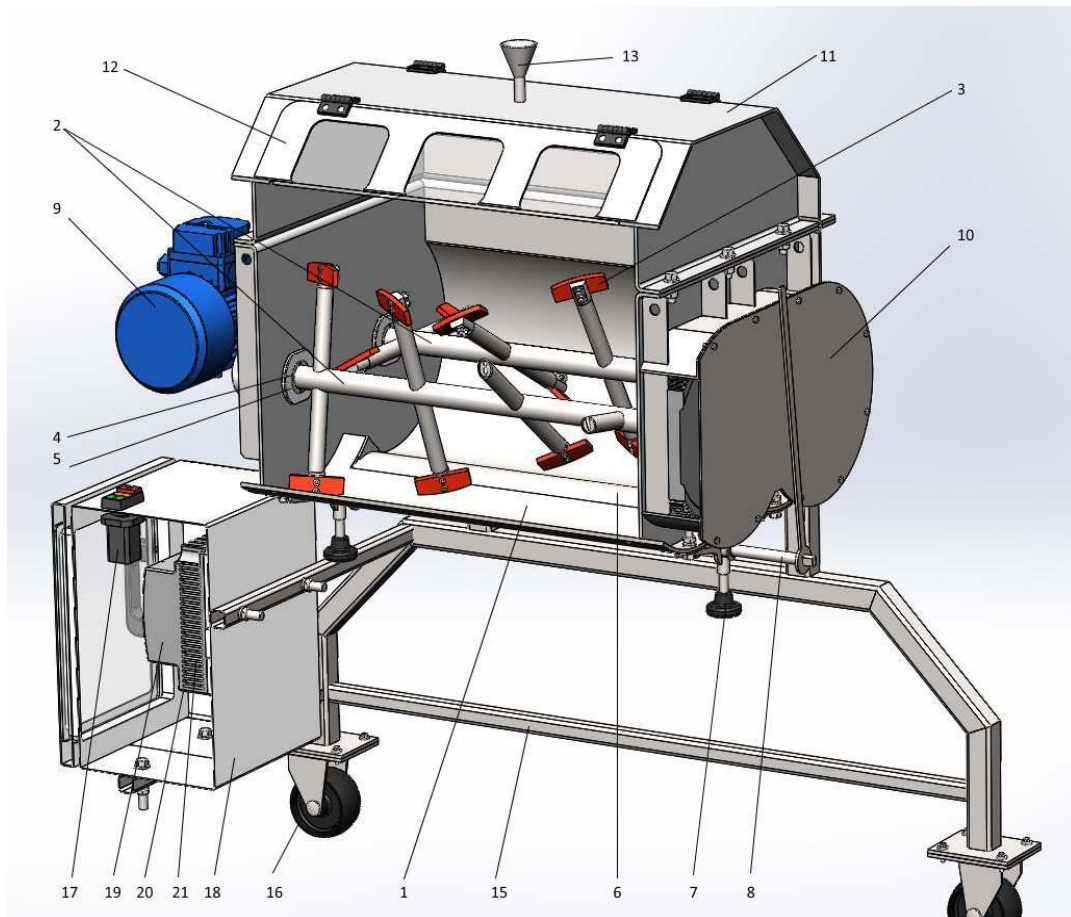


Fig. 8. The design of the experimental setup: 1 – the case, 2 – shafts, 3 – blades, 4 – bearing assembly, 5 – shaft seal, 6 – unloading opening, 7 – lock, 8 – the lever, 9 – drive motor, 10 – synchronizer, 11 – cover, 12 – side door, 13 – CIP pipe system, 14 – pin sensor, 15 – cart, 16 – wheel with stops, 17 – control panel, 18 – electrical cabinet, 19 – relay, 20 – fuse, 21 frequency converter

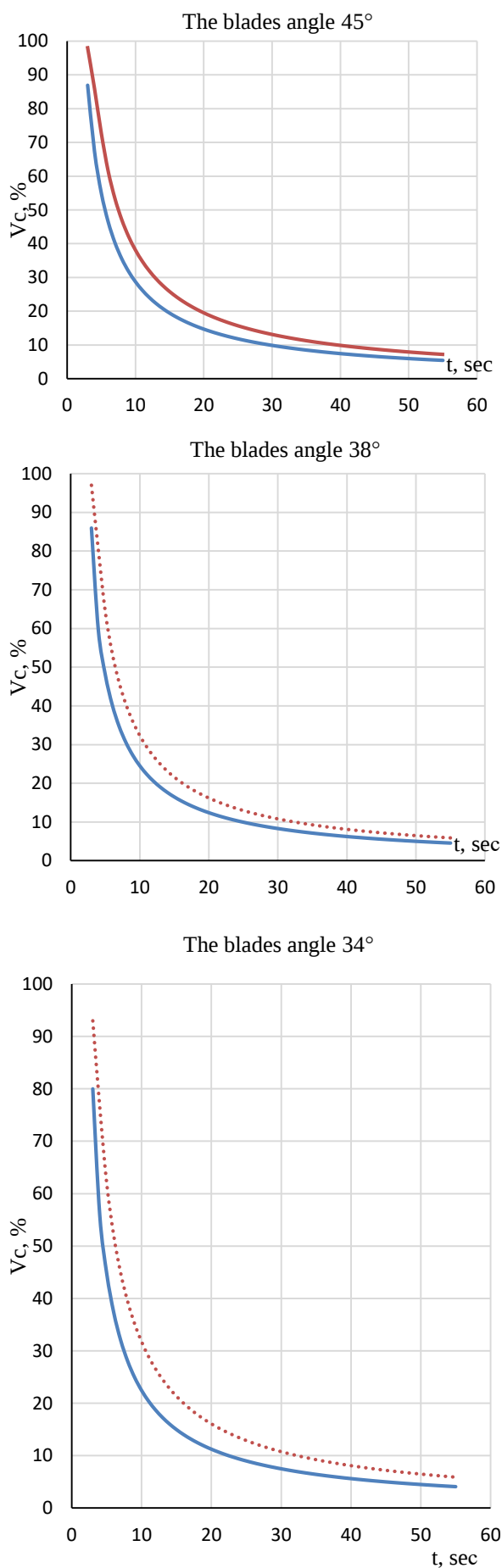


Fig. 9. The comparison of theoretical (solid line) and experimental (broken line) "Oblivion curves"

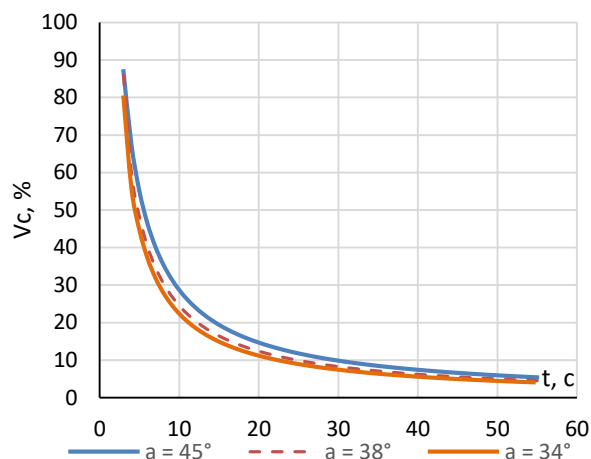


Fig. 10. The graphs of "Oblivion curves"

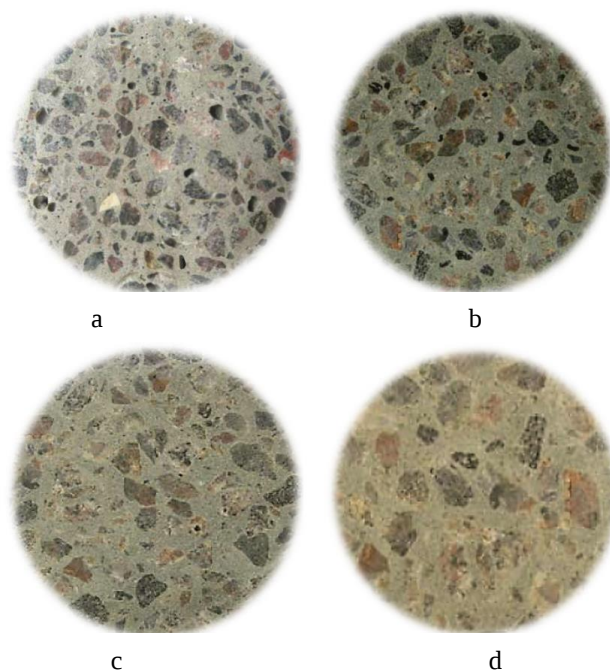


Fig. 11. The comparing of sections of prototypes: a) $t = 20s$, b) $t = 30s$, c) $t = 40s$, d) $t = 50s$

The data collected during the research probability of transition material processed by statistical methods, and based on their results define conversions (rotating shaft) and the mixing.

These parameters are essential for experimental studies of concrete mixture in a laboratory mixer, to confirm or refute the prevailing theoretical positions.

Conclusions

1. The working hypothesis that the movement of material between the mixing zones depends on the "transition probabilities", which is defined by angle blade was confirmed as a result of mathematical modeling of moving material and performed experimental studies.

2. On the basis of theoretical research the method of calculation of basic parameters of advanced laboratory twin-shaft concrete mixers was created.

3. The laboratory twin-shaft concrete mixers with rotary blades was created.

4. The investigations can improve the efficiency of the mixer by reducing cycle time and energy consumption.

References

1. Anischenko A. I. (2012). Developing a new theory cooking mortars: Abstract. H.: HDTUBA. 12.
2. ASTN C-94/C94M – 16a. Standard Specification for Ready-Mixed Concrete, annex 1.
3. Bakin M. N., Kapranova A. B., Verloka I. I. (2014). Modern methods of mathematical description of the process of mixing materials. Fundamental Research № 5. 924.
4. DIN 459 (Part 2). Building material machines – Mixers for concrete and mortar: Procedure for the examination of the mixing efficiency of concrete mixers.
5. Emelyanova I. A. (2008). Features of preparation of inactive mortars in concrete mixers with horizontal blade shafts. Concrete and reinforced concrete., No. 1.
6. Emelyanova I. A., Blazhko V. V., Anischenko A. I. (2011). Features of the workflow of the forced-gravitational concrete mixer. H.: HGTUSA.
7. Gevko R. B., Tokarchuk A. (2013). The theoretical research of motion of friable material with possibility of partial interfusion on the vertical area of tubular conveyer. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Vol. 15, №4, 270-277.
8. Loveykin, V. S., Pochka, K. I. (2005). The analysis of unevenness of the movement of roller forming installation with the recuperative drive. Scientific and technical and production magazine «Hoisting-and-transport equipment». No 4. 19-33.
9. Loveykin, V. S., Pochka, K. I., Palamarchuk, D. A. (2004). Optimization of design data of the driving mechanism of roller forming installation with the rekuperativ drive. Scientific and technical magazine «Technology of construction». Kyiv. 2004. No 15. 40-48.
10. Pochka, K. I. 2008. Development and the analysis of roller forming installation with the rekuperativ drive. The abstract of the thesis for a degree of Candidate of Technical Sciences. Kyiv. KNUCA. 24.
11. Loveykin, V. S., Kovbasa, V. P., Pochka, K. I. (2010). The dynamic analysis of roller forming installation with energetically balanced drive. Scientific Herald of NULES of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. No 144. part 5. 338-344.
4. DIN 459 (частина 2). Машины будівельного матеріалу - Змішувачі для бетону та розчину: Порядок перевірки ефективності перемішування бетономішалок.
5. Смельянова І.А. Особливості приготування бездіяльних розчинів у бетонних змішувачах з горизонтальними лопатями валів. Бетон і залізобетон., № 1. 2008.
6. Смельянова І. А., Блажко В. В., Аніщенко А. І. Особливості робочого процесу бетономішалки примусово-гравітаційного. Н.: ХГТУСА. 2011.
7. Loveykin V. S., Pochka K. I. The analysis of unevenness of the movement of roller forming installation with the rekuperativ drive. Scientific and technical and production magazine «Hoisting-and-transport equipment». 2005. No 4. P. 19-33.
8. Loveykin V. S., Pochka K. I., Palamarchuk D. A. Optimization of design data of the driving mechanism of roller forming installation with the rekuperativ drive. Scientific and technical magazine «Technology of construction». Kyiv. 2004. No 15. P. 40-48.
9. Pochka K. I. Development and the analysis of roller forming installation with the rekuperativ drive. The abstract of the thesis for a degree of Candidate of Technical Sciences. Kyiv. KNUCA. 2008. 24 p.
10. Loveykin V. S., Kovbasa V. P., Pochka K. I. The dynamic analysis of roller forming installation with energetically balanced drive. Scientific Herald of NULES of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 2010. No 144. part 5. P. 338-344.
11. Loveykin V. S., Kovbasa V. P., Pochka K. I. The power analysis of roller forming installation with energetically balanced drive. Scientific bulletin of the Tavriysky state agro technological university. Melitopol. 2011. No 1. Tom 2. P. 16-23.

ДОСЛІДЖЕННЯ НАЛАШТУВАНЬ ЗМІШУВАЧА ПРИМУСОВОЇ ДІЇ ЗІ ЗМІННИМИ ЛОПАТКАМИ

I. I. Назаренко, А. В. Чічур

Анотація. Аналіз та оцінка структурних та технологічних параметрів змішувача з примусовою дією проводився на основі змішувача з примусовою дією з двома шахтами. У цій статті запропоновані теоретичні методи переміщення матеріалу в камеру змішувача з двома шахтами з використанням стохастичного підходу. Процес переміщення матеріалу досліджувався теорією ланцюгів Маркова. На основі запропонованого способу вдосконалення системи оцінки якості з точки зору коефіцієнта варіації суміші. І було передбачено, що основний параметр, який впливає на напрямок руху частинок матеріалу та якість перемішування - це кут повороту леза. Це був головний варіант дослідження. Для перевірки теоретичних основ руху речовин та покращення якості суміші було розроблено експериментальний стенд - лабораторний змішувач з примусовою дією з двостороннім валом із змінними кутами лопатей. Проведені експерименти підтвердили обґрунтованість теоретичних досліджень. На основі проведених досліджень запропоновано алгоритм проектування нових конструкцій двошарових бетонних змішувачів. Робоча гіпотеза про те, що рух

Список літератури

1. Аніщенко А. І. Розробка нової теорії варильних розчинів: Автореф. Н.: 2012. 12 с.
2. ASTNC-94/C94M-16a. Стандартна специфікація готового бетону, додаток 1.
3. Бакін М. Н., Капранова А. Б., Верлока І. І. Сучасні методи математичного опису процесу перемішування матеріалів. Фундаментальні дослідження № 5. 2014. 924 с.

матеріалу між зонами перемішування залежить від «ймовірностей переходу», що визначається кутовим лезом, було підтверджено в результаті математичного моделювання рухомого матеріалу та проведених експериментальних досліджень. На основі теоретичних досліджень було розроблено метод розрахунку основних параметрів передових лабораторних двошарових бетонних змішувачів. Створено лабораторні бетонні змішувачі з поворотними лопатями. Дослідження можуть підвищити ефективність змішувача за рахунок скорочення часу циклу та споживання енергії.

Ключові слова: змішувач, бетонозмішувач з двома шахтами, бетономішалка з примусовою дією з двома шахтами, коефіцієнт варіації, бетон, стохастична модель змішування, ланцюги Маркова.

бетон, стохастическая модель смешивания, цепи Маркова.

I. I. Nazarenko ORCID 0000-0001-8527-3048.

A. V. Chichur ORCID 0000-0002-3956-4132.

ИССЛЕДОВАНИЕ НАСТРОЕК СМЕШИВАТЕЛЯ ПРИНУДИТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ С ИЗМЕНЯЮЩИМИСЯ ЛОПАТКАМИ

И. И. Назаренко, А. В. Чичур

Аннотация. Анализ и оценка структурных и технологических параметров смесителя с принудительным действием проводился на основе смесителя с принудительным действием с двумя шахтами. В этой статье предложены теоретические методы перемещения материала в камеру смесителя с двумя шахтами с использованием стохастического подхода. Процесс перемещения материала исследовалось теорией цепей Маркова. На основе предложенного способа совершенствования системы оценки качества с точки зрения коэффициента вариации смеси. И было предусмотрено, что основной параметр, который влияет на направление движения частиц материала и качество перемешивания это угол поворота лезвия. Это был главный вариант исследования. Для проверки теоретических основ движения веществ и улучшения качества смеси был разработан экспериментальный стенд лабораторный смеситель с принудительным действием с двусторонним валом с изменяемыми углами лопастей. Проведенные эксперименты подтвердили обоснованность теоретических исследований. На основе проведенных исследований предложен алгоритм проектирования новых конструкций двухслойных бетонных смесителей. Рабочая гипотеза о том, что движение материала между зонами перемешивания зависит от «вероятности перехода», что определяется угловым лезвием, было подтверждено в результате математического моделирования подвижного материала и проведенных экспериментальных исследований. На основе теоретических исследований был разработан метод расчета основных параметров передовых лабораторных двухслойных бетонных смесителей. Созданы лабораторные бетонные смесители с поворотными лопастями. Исследования могут повысить эффективность смесителя за счет сокращения времени цикла и потребления энергии.

Ключевые слова: смеситель, бетоносмеситель с двумя шахтами, бетономешалка с принудительным действием с двумя шахтами, коэффициент вариации,

UDC 662.71.74

RESEARCH OF ADVANCED CRUSHER WOOD BIOMASS FOR SOLID FUEL PRODUCTION

O. I. Yeremenko

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

Speciality of article: 162 – biotechnology and bioengineering.

Corresponding author: eremolex@ukr.net

Article history: Received – October 2019, Accepted – January 2020.

Bibl. 13, fig. 4, tabl. 0.

Abstract. The work deals with the crushing of recycled wood biomass for the production of pellets or briquettes to justify structurally-technological scheme and parameters of perspective crusher. The identified prospects solid biofuel production in terms of economy Analysis processes and designs devices for crushing biomass. Your rational type Hammer crusher without reshitnoyi for use in industrial complexes economy.

Analytical studies demonstrated the feasibility of ram hammer crusher sieveless DMB-F (0.5-1.5) for crushing to pressing wood biomass in fuel products. The functional scheme of technical means, carried out engineering calculations modes and parameters of the crusher. The obtained results show the efficiency of the process of crushing raw wood at that mill.

Key words: processes of grinding, wood biomass, solid biofuels, working bodies, crusher sieveless, calculations, parameters.

Introduction

Due to exhaustion and environmental harmfulness of traditional fossil energy sources, including natural gas, oil, coal, increasing significance acquires alternative energy, including biofuels. For the production of solid biofuels using waste wood and logging, agricultural by-products and processing enterprises, energy crops. Artificial Fuel wood is produced by pelleting or briquetting materials prepared in the respective pressing machines under the pressure of 10 to 40 MPa.

Formulation of problem

Preparation of solid production processes involve removal of moisture from wood biomass to 10-14% and the final crushing of the state of sawdust with particle sizes of 1-5 mm [1-3]. This degree will provide the crushing hammer and rotary crushers and disintegrants [4].

Features of the physical and mechanical properties of wood raw material and process manufacturing solid products provide depth study of fine grinding and rational justification type crusher.

Analysis of recent research results

The process of grinding technology is the destruction of the material under external driving forces. Depending on the size of the final product distinguish a class crushing hard materials, crushing-large (100-350 mm), medium (40-100 mm) and small (5-40 mm), coarse grinding (particle 0.1-5 mm) and thin (0.05-0.1 mm) ultra-thin (<0.05 mm) [1, 5, 6].

The main characteristic of the process is the degree of grinding, which is defined by the weighted average particle size of the material before and after grinding $[7] \text{ and } = d_o / d_k$. The process of chopping wood for the production of pellets or briquettes carried out sequentially in several stages with the transition from coarse crushing to grinding [1, 3, 8-10].

Energy costs and the burden on the working bodies of the crushed material and quality depend on the strength, brittleness, hardness, elasticity, density of wood materials.

Strength -property of wood to resist destruction in the event of internal pressure during exercise. Strength is measured strength σ_s limit. Wood materials are divided into soft ($\sigma_s < 80$ MPa), medium ($\sigma_s = 80-150$ MPa), strong ($\sigma_s = 150-250$ MPa) [10, 11].

The fragility of a property collapse without noticeable wood plastic deformation is determined on the number of strokes copra dimensional cargo. According to the number of blows to withstand designs, materials share a very fragile (2), fragile (2-5), structures (5-10) [10, 11].

Choose how chopping wood depends on the physical and mechanical properties of the material. Solid wood species, such as yew, acacia, oak, beech advisable to grind blow, splitting or friction. Soft, more viscous trees, such as spruce and other conifers, poplar, willow, aspen better way to grind cutting. Grinding of trees often perform shocks and abrasion [1, 4, 6, 10-12].

Theory wood grinding process provides the link between energy consumption and final particle size, physical and mechanical properties and so on. According to P. Rittynhera hypothesis [12, 13] work (J) during the grinding wood biomass is proportional to the square newly formed surface: $A\Delta F$

$$A = K_1 \Delta F, \quad (1)$$

where K_1 - coefficient of proportionality.

The value can be expressed in the initial and final size of wood particles. Assuming that the particles have the shape of a cube with edges to grinding and after grinding, the surface of the material is given by $\Delta F d_n d_k d_n d_k = d_n / i$ [12, 14]:

$$\Delta F = F_k - F_n = 6i^3 \left(\frac{d_n}{i}\right)^2 - 6d_n^2 = 6d_n^2(i-1), \quad (2)$$

When grinding the material volume (m_3) with particle sizes equal to the total number of particles, and work in accordance with the formula (1) defined [12]: $V d_n V / d_n^3$

$$A = 6K_1 V(i-1) / d_n. \quad (3)$$

According to other studies [15] while chopping wood crushing weight of the total number of particles is then determined in accordance with the work: $m_m \frac{m_m}{\rho d_n^3}$

$$A = \frac{K_2 m_m}{\rho}. \quad (4)$$

In reality, chopping wood materials is a complex process. Theory of the formula (1) does not include the costs of elastic deformation. Therefore, this formula is used to describe the process of fine crushing and grinding of wood biomass. Calculations using formula (3) to evaluate the deformation energy, but do not include the cost of the formation of new surfaces. This formula is advisable to apply at large and medium crushing when little impact surfaces.

In fact, during the grinding of wood particles and deformation effects the formation of new surfaces occur simultaneously. So many publications [12, 16-19] describe these phenomena together. Based on the analysis offered empirical formula for the calculation of consumer power (kW) shredders N [12, 17, 18]:

$$N = 0,13 E_i K_m Q_m (\sqrt{i} - 1) / \sqrt{d_n}, \quad (5)$$

where E_i - the power indicator, depending on the physical and mechanical properties of wood, K_m - coefficient scale factor, Q_m capacity crusher, kg / s.

In the production of solid biofuels fine crushing and coarse grinding to a particle size of 1-5 mm materials often carry a percussion machine. Moving working bodies deform and destroy the material by the great speed of 1500 rev / min., And particle collisions with stationary surfaces chambers. By shredders include percussion and rotary hammer mills and shredders finger [12, 14, 15].

These crushers are used for crushing trees of any viscosity and hardness. These machines provide a high degree of grinding: = 15-20 and even up to $i = 50$, which reduces the number of stages of crushing. Crushing material is subjected to mechanical shock. The kinetic energy of the working rotating partially or completely converted into deformation destruction [4, 12, 14, 15, 19].

Rotary cutters with rigid bylami used for splitting wood pieces. Shvydkoobertovyy rotor creates a massive reserve of potential energy working bodies. In the hammer crusher with hammers pivotally suspended crushing process defines only the kinetic energy of the hammers themselves. Sizes rotor hammer crushers and set the length and diameter of the rotor disk [12, 14, 15].

Hammer crusher (Fig. 1) in solid industries are widely used for fine crushing (5-40 mm) and grinding the raw biomass to a particle size 0.1-5 mm [1, 3, 5, 6, 12, 14]. Crusher rotor shaft drives is 7, which is pivotally mounted hammers 6. The other bodies are working deck edge 2 and a sieve (sieve) 4. Particles of wood bioamsy

destroyed by blows of hammers 6 and reflections on deck 2 and 4. shredding sieve particles pass through a perforated surface 4 to 5 device.

The control unit 3 is changing the gap between the hammers 6 and 2 deck Shvydkoobertovyy rotor forming in the exhaust device 5 excessive air pressure that promotes the release of chopped biomass. Fractional composition cleavage products depends on the speed of the hammers 6, the gap between the rotor and deck 2, 4 sieve size openings [12, 18].

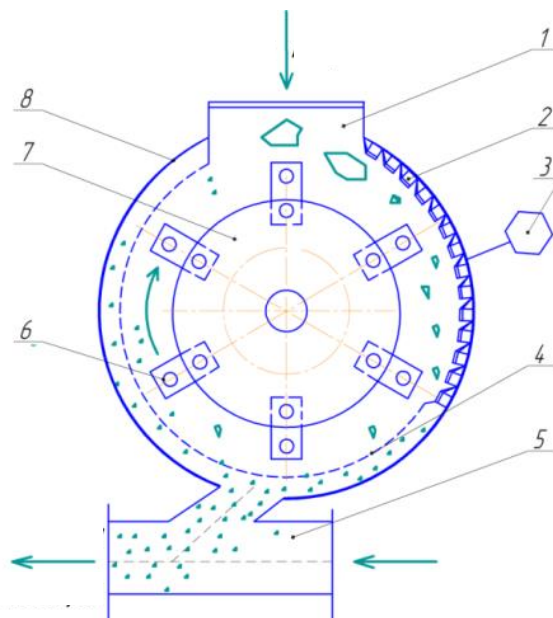


Fig. 1. Functional diagram of hammer crusher: 1 - receiver, 2 - deck edge, 3 - regulating device, 4 - sieve (sieve), 5 - discharge device, 6 - hammer, 7 - disc rotor, 8 - housing.

Enough speed particles of wood biomass for efficient crushing of about 2 deck edge is based on the theory of shock v_m [12, 16-18]

$$P \tau = m v_m, \quad (6)$$

where P - destructive efforts carts of wood particles, τ - interaction term (impact) of the particle surface (10-5s), $\tau \approx m$ -mass particles crushed, - the speed of the material at the time of hitting the deck edge v_m .

$$v_m \approx v_n - v_{\text{ВНТ}}, \quad (7)$$

where v_n - the speed of air, $v_{\text{ВНТ}}$ - speed particles greetings.

The process of chopping wood biomass as a hammer mill conventionally divided into two phases. In the first stage the material is destroyed hammer blows in the area of their rotation. The major importance velocity hammers, structural and mechanical properties of the material, the angle off meeting of the working surface of the material. Circumferential speed hammers to perform the process varies from 40-100 m / s, depending on the physical and mechanical properties, moisture content and status of hammers [12, 14, 16, 18].

The second phase of biomass particles are destroyed by repeated hammer blows and hitting the deck edge and friction particles on work surface. At this stage the main factors is the kinetic energy of the wood particles from the action of the workers, the number of hammers and charts their location, the gap between the hammers and deck, stay in the area of grinding material [12, 14, 16, 18].

When worn hammers distance between their ends and the inner surface of the crushing chamber increases, not crushed material, the cost of energy to overcome friction increases. In addition, excessive and uneven wear of hammers broken rotor balancing, vibration occurs, which leads to polamok machine. Hammers crushers vyhotovlyuyut of high-alloy steels, including 30HGS, 65G-3 110H13L etc., reinforced with structural steel surface or carbon steel with wear-resistant welding alloys working surface. For grinding materials of different tree species are different forms of hammers. Design and implementation of reversible rotor increases twice resource crusher [6, 12, 14, 18, 19, 21].

In the process industry often used crusher with hammers in a plate with holes at the edges. The advantages of such bilateral hammers:

- with two holes 4 working surface used for crushing hammers, whereby reversal operation hammers do not carry through reverse drive,
- easy to manufacture, assembly and sharpening [6, 7, 12, 14, 18, 19].

Advantages of hammer mills lies in their versatility, the ability to grind many kinds of raw materials. Hammer mills have relatively small dimensions, high performance [12, 14, 15, 18].

For grinding plant material domestic industry produces a significant amount of hammer crusher sizes. It is worth noting several serieshammer type shredder for processing wood materials:

- Crusher size-HTDRM 0.7 / 55, produces a joint Italian-Ukrainian Engineering Group ICK Group TM GRANTECH (Grantekh) performance - up to 3 t / h designed for grinding feed and solid materials [2, 3, 18],
- Crusher Model DM-4 performance - 3 t/h, designed for the final grinding chips and small lump of waste,
- Hammer mill MM-03a-C performance - 2 t / h, designed for shredding wood shavings on the type DS machines,
- Hammer mill MK-10, capacity - 25 m³/h designed for shredding tree bark [6, 14, 15].

The analysis of processes and structures shredder hammer wood materials indicates the presence of significant drawbacks of these facilities. Despite the high performance hammer reshitni (Screen) mills are increasing by 12-18% specific indicators of energy consumption compared to sieveless crusher. Hammer Crusher without grate grates provide uniform crushing of wood thanks to multiple percussion hammers for the passage through the mill wood biomass [1, 12, 18].

The disadvantages of crushers sieve bottoms (grid) is attributed to rapid wear of hammers, pneumatic panels (rib dec) Pile arrays of holes in the grinding increased to 15% moisture content softwood trees, the complexity of installing and balancing the rotor. In the crushing material over 12-14% moisture pick plates are made, usually without reefs, because the reefs pressed wood milled material, which reduces the efficiency of crushing plate against [1, 12, 14, 18].

Grizzly grid (sieve) is from 80 ° to 180 ° range of the bottom of the rotor. The design must allow arrays to change their position relative to the rotor for adjusting the crusher for a given size of 1-5 mm crushed chips, as well as to compensate for the wear of hammers and the rib

deck. In this regard lattice makes turning or lifting, but some designs are made stationary crushers, which is a significant drawback of crushers. [6, 12, 15, 18].

Disadvantages hammer crushers are also in a non-uniform dispersion of chopped biomass. Along with enough crushed raw material particles there are too crushed. Getting too crushed particles accompanied by energy. Because grinding often used a two-stage screening process with the use of crushed material. A large fraction returned to pre-crusher and crushed by the weight goes further technological purpose [6, 12, 15, 18, 19].

Thus, hammer crusher reshitni for operational and economic performance inferior sieveless ram hammer crusher small solid business conditions in the farms [2, 3, 6, 12, 18].

So there is a need for more in-depth research and resolution of these issues reasonably rational choice type hammer crusher.

Purpose of research

Improved solid production in the economy through the study process, design parameters and fundamental perspective sieveless hammer crusher.

Results of research

To select promising type of hammer crusher for small solid-fuel production in farms Analytical review of processes and structures sieveless series of hammer crushers.

DB-5 Crusher Hammer sieveless (Fig. 2) is designed for grinding all types of dispersed materials [4, 17, 18].

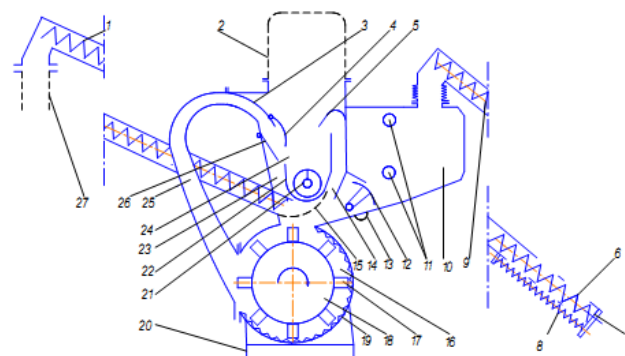


Fig. 2. Structural and technological scheme sieveless crusher DB-5, 1 - unloading conveyor, 2 - filter, 3 - directional peak crushed material, 4 - extension visor, 5 - peak airflow, 6 - reception window, 7 - drive screw, 8 - additional screw, 9 - loading conveyor, 10 - bunker, 11 - level sensors, 12 - valve supply, 13 - discharge separator, 14 - reverse feed air supply, 15 - lotik, 16 - grinding chamber, 17 - hammer, 18 - rotor, 19 - deck, 20 - frame, 21 - horizontal auger, 22 - horizontal auger trough, 23 - back channel not crushed material, 24 - resolution camera, 25 - air guidance, 26 - adjusting plate, 27 - fabric sleeve.

The rotor 18 has a shaft on which a remote plugs are discs.

On the periphery of the discs made eight holes, which are inserted into the axis of suspension. Axes pivotally suspended hammers 17 arranged via spacer sleeves.

Camera Resolution 24 is intended for separation of shredded particle size with the direction of the second stage of grinding coarse fraction.

Inside the chamber made two channels: the reverse channel 23 not crushed material that returns this faction in the grinding chamber and channel 14 for recirculation of air.

Resolution camera is connected to the grinding chamber pneumatic wire 25. To avoid dead zones and avoiding cross-section pneumatic pneumatic wire constantly shrinking.

Continued outer curved surface air guidance is peak 3, which moves minced raw materials.

To change a feedstock resolution camera has two regulation: curved flap 4 as extension visor 3 and adjusting plate 26 intended to regulate quality in grinding particulate humidity conditioning.

Crusher is so. Filed boot belt material is stored in a bunker and in a certain dosage amount enters the crushing chamber. Crushed with hammers and grooved dekamy particles discharged by pneumatic wire resolution in the camera. Feedback channel 23 is fully open plate 26 and the majority of the material along with part of the air enters the re-crushing. Small particles vidsiyuyutsya air flow through the window, fall to a horizontal auger and removed from the resolution of the camera. Additional peak air flow 5 is sent back to the camera shredding. It provides very fine grinding. When shifting plate 26 of the chamber wall right crack return channel 23 narrows the air out of the window increases, providing a more intense output of crushed material in the zone of the horizontal auger. As a result, the average particle size designated particles increases. At the far right of the plate 26 completely covers the back channel and the whole product comes to horizontal auger without separation.

The described process and structure of the crusher suggest a complex structure means reliability and low maintenance.

Crusher DMB-M (Fig. 3) is designed for grinding all kinds of bulk organic materials [1, 12, 18]. The process takes place in grinding mode ramjet in the chamber without the grate sieves (screens).

Crusher consists of a hopper 6, 7 metering device, camera, crushing hammer rotor with 8 horizontal cyclone 5 and drive. Camera grinding has two windows for loading and unloading material. At discharge box connected to the cyclone 5. The inner surface of the chamber are used corrugated Dec. 9, which differ between step keys and the distance to the hammers. During the movement of material in the cell gap decreases. Moving the outer decks made mechanism for regulating the degree of crushing channel 1 output of crushed material from the cyclone is made in the form of curl, and the axis of the cylinder and cyclone screw removed. Cyclone has two discharge neck with fabric sleeve, and on the opposite side of the loop connected to the grinding chamber pipe 3 for air circulation.

The analysis found that most existing sieveless hammer crushers have a complex structure, low operational reliability, high metal content, high cost. Therefore we think that the most favorable means for the crushing of wood biomass for the production of solid fuel in terms of economy will sieveless crusher model DMB-F (0.5-1.5) with rotary hammer mechanism [4, 20].

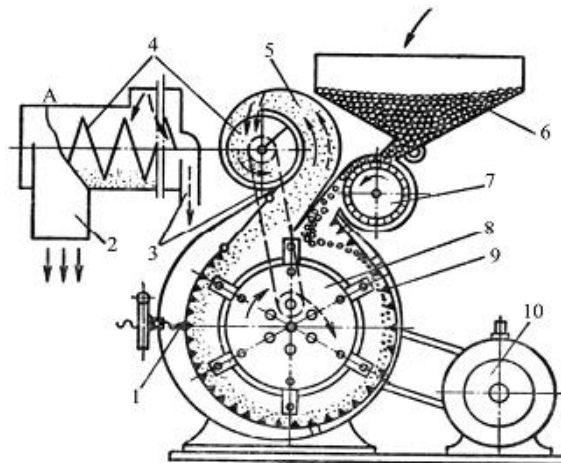


Fig. 3. Structural and technological scheme sieveless hammer crusher DMB-M: 1 - grinding degree adjustment mechanism, 2 - discharge hose, 3 - pipe for air circulation, 4 - unloading auger, 5 - cyclone, 6 - bunker, 7 - dispenser, 8 - hammer rotor, 9 - deck, 10 - motor

In its further investigation sieveless mill (Fig. 4) to break down woody biomass is subjected to mechanical shocks and hammers counterrib deck. The kinetic energy of moving particles of wood (chips, shavings) fully or partially transferred to the energy of deformation and destruction. As a result of the impact hammer wood material particles partially destroyed and discarded on the edge deck 3, creating a crushing chamber. Udaryayuchys about the deck, additional material is crushed and fighting again fall under the rotor 2. This is repeated several times until the particles of material reaching a certain size do not come out of the grinding zone for unloading.

To realize the impact force necessary for breaking the wood material bulk material should be sufficient to create a reactive force of inertia, utakes on the force of impact. The minimum critical size of particles (m) timber is determined by the formula [12]

$$d_{kp} = 230 \cdot 10^{-5} \sigma_p / (\rho v_p)^{1,5}, \quad (8)$$

where σ_p - tensile strength of the material in tension, Pa, ρ - density wood material Kg / m³, v_p - circular rotor speed, m / s.

Required for the process circular rotor speed is defined as [12, 18]:

$$v_p = 1,75 \cdot 10^{-2} \sqrt{[\sigma_p / (\rho D_{cb})]^2}. \quad (9)$$

In spivudari solid wood particles impact force depends on their weight, relative velocity impact, the physical and mechanical properties of wood materials and forms contact surfaces. In practice, often the intermediate state between elastic and inelastic visitors.

Based on the energy balance of the rotor and wood particles before and after the impact and results of

experiments [18, 19], taking into account the actual conditions of the process, using the formula for calculating the energy splitting $E_{\text{дог}}$ [12, 18]:

$$E_{\text{дог}} = 2k_1 m_k v_p^2, \quad (10)$$

where $k_1 = 0,9-0,95$ - coefficient taking into account the conditions of the process, m_k - the mass of wood pulp, kg.

According to the theory of impact at spivudari rotor weight m_p wood and particle mass m_k That much less weight rotor velocity in the direction of impact is almost zero. Thus, shock pulse at netsentrovomu hit by the formula S [12, 17, 18]:

$$S = m_k v_p (1 + k_B) / (1 + \frac{e^2}{r^2}), \quad (11)$$

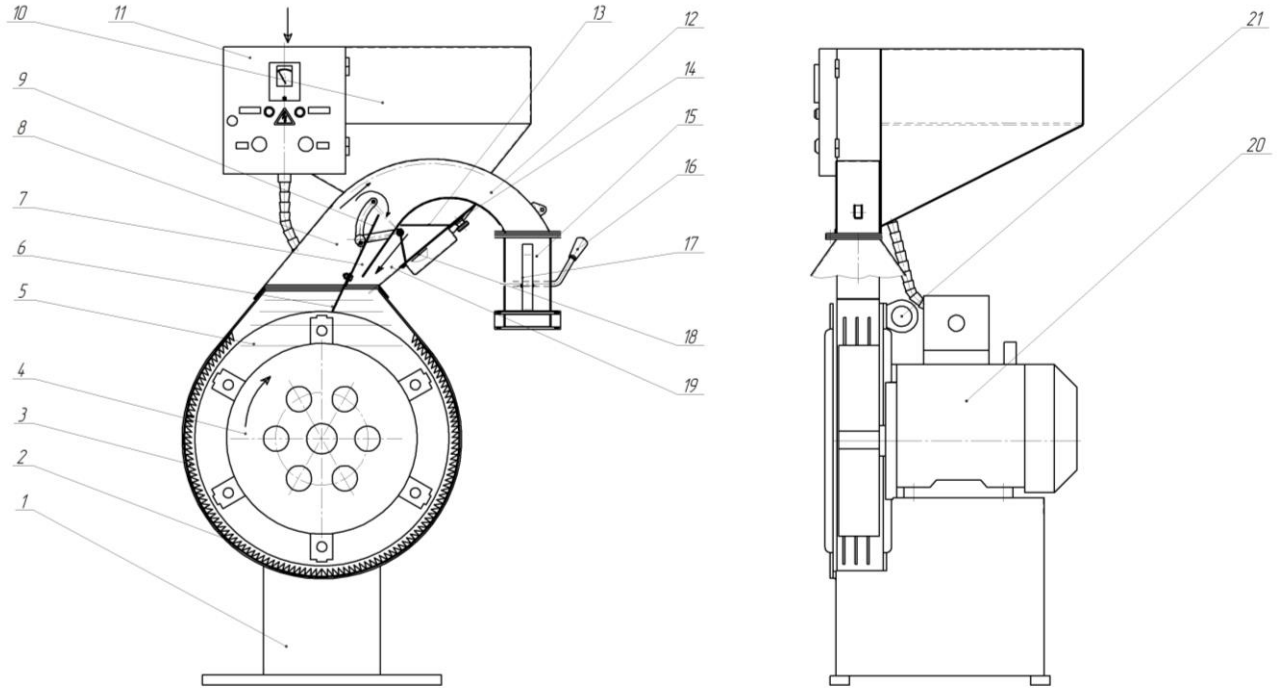


Fig. 4. Constructional and technological perspective diagram sieveless crusher DMB-F (0.5-1.5): 1 - frame, 2 - case, 3 - deck edge, 4 - rotor hammer, 5 - circular protrusions (smooth side deck) crushing chamber, 6 - valve for changing the direction of air flow and pressure, 7 - channel to closed loop air flow, 8 - discharge pipe, 9 - guide wall, 10 - bunker, 11 - control panel, 12 - unit loading and unloading, 13 - valve to change the supply of source material, 14 - magnetic trap, 15 - discharge socket, 16 - valve handle, 17 - device for attaching the container, 18 - pipe boot, 19 - channel for air leak, 20 - motor, 21 - bracket for slinging.

where k_B - recovery factor equal to the ratio of the relative velocity of the particles before and after impact, - eccentricity striking force relative to the center of mass particle m , - radius of inertia of particle m . er

$$\text{At } e = 0, S = m_k v_p (1 + k_B).$$

A default formula (11) made the assumption that the body, which are mutually bump, not destroyed. In the first phase the kinetic energy of the rotor effort goes into potential energy of elastic deformation. At this point wood particles acquire a speed equal to the speed of the rotor.

In the second phase of elastic deformation energy turns into kinetic energy of a particle. In this piece, starting from the hammer gets speed. Shot Power is reduced to zero. In reality, the particle is destroyed. This shock impulse rotor ($H \cdot s$) is given by $k_B v_p S_p$ [12, 17, 18]:

$$S_p = \beta m_k v_p (1 + k_B), \quad (12)$$

where $\beta = 0.4-0.5$ - factor of active material.

When the rotor angular velocity of 20-40 m / s, the stroke is 0,001-0,008 with. The intervals between beats, when the rotor store energy, is much larger 0,012-0,024 sec. So, to strike only applies kinetic energy of the rotor [12, 17, 18].

To make a crushing rotor should have a dynamic moment of inertia J ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$) [12]:

$$J = S_p D_p / (2\omega_H \delta), \quad (13)$$

where ω_H - rated angular speed of the rotor, rad / s, 0,02-0,03. $\delta = (\omega_{\text{max}} - \omega_{\text{min}}) / \omega_H$ - the degree of uneven rotor.

Strike force (N) can be determined by the formula P_y [12, 16-18]:

$$P_y = \frac{2S_p}{t_y} \approx 400 S_p v_p^{0,5}, \quad (14)$$

where t_y - a blow with.

Strike force taking as a starting load to determine the forces acting on the rotor shaft and bearings.

Structural dimensions crushers determined depending on the size d maximum particles in the original wood biomass [12, 14, 18]. The diameter of the rotor for vertical load crushers $D_p = 3d + 550$ length of the rotor $L_p = (0,8 - 1,2) D_p$.

Length off the axis of suspension to the outer edge advisable to be equal. [12, 14, 18] The shape and size of hammers must provide the maximum possible discharge axis of suspension upon impact $(0,2 - 0,25) D_p$.

To ensure the efficiency and reliability of the process sieveless ram crusher established [16, 17] that the length of the stream woody biomass should be equal to the length of the working surface of the crushing chamber. The ratio of each specified length to its radius and angular velocity and attitude at the ends of the hammers to the average angular velocity of flow and should make the same constant value equal to 5 at the optimum operating condition. Due to technical difficulties and design to create a continuous and uniform flow in the working range of the crushing chamber, taking the average radius of the flows of mass equal to the radius of the rotor $l_k L_p R_k R_p R_k R_p$.

To provide standard conditions for the particle size for crushing ram sieveless Hammer crusher is necessary to determine optimal crushing chamber width based performance. Established [16, 17] that the performance of these mills is proportional to the width of the crushing chamber. This optimal crushing chamber width is 50 mm per 1 ton per hour performance that expresses the relative width of the crushing chamber ($m \cdot s / kg$) of the formula B_k [16, 17]:

$$b_k = \frac{B_k}{m_t}, \quad (15)$$

where m_t - the capacity of the crusher, kg / s .

From formula (15) we have

$$B_k = m_t b_k \quad (16)$$

or

$$m_t = \frac{B_k}{b_k}. \quad (17)$$

According to the formula (15) relative width of the crushing chamber is $= 0.18 m \cdot s / kg$. According to the formula (16), setting the capacity crusher can determine the width of crushing chamber and vice versa, using the formula (17), setting the width of the crushing chamber can determine throughput (productivity) crusher b_k .

To ensure the necessary size crushing, with reference to the hardness of the wood physical and mechanical properties, the minimum speed at the ends of circular hammer crushers ramjet sieveless must be at least $60 m / s$. Established [16, 17, 18] that the minimum radius of the rotor should be $0.2 m$ at a frequency of rotation of at least $2800-3000 rev / min$.

For any size [20] sieveless ram hammer crusher hammer rotor with a radius within $0.2-0.3 m$ and the optimal operation mode crusher average circular flow rate of the working masses on average 5 times lower than the rate on the circular ends hammers. This decrease in the average angular velocity stream of woody biomass is due to a significant slowdown flow rib deck crushing chamber. This increases the number and intensity of hammer blows on the wooden mass, which enables the achievement of the required grinding size in one pass through the crushing weight of the working chamber.

Number of hammer blows on the wooden mass depends on the amount of braking rotor speed, the number of hammers on the rotor and hammers travel time length of the working surface crushing chamber. Thus for sieveless hammer crushers derived formula [16, 18, 20] that for determining the number of hammer blows on wood biomass, are as follows K_{yA} :

$$K_{yA} = \frac{V_M n_M}{V_{cp60}} Z_M \tau_M. \quad (18)$$

These provisions are methodological basis for calculation of parameters and compact design ram hammer crusher sieveless DMB-F (0.5-1.5). The purpose of this machine is fine crushing and milling to the size of $1-5 mm$ of all kinds of material discrete conditioning and high humidity ($12-30\%$) [16-18, 20]. Crusher can be used in farms or forests composed of complex technological equipment for manufacturing solid types of biofuels (pellets or briquettes) with logging, woodworking, agricultural and processing of waste.

The base model compact modification Hammer crusher sieveless DMB-F (0.5-1.5) consists of the main parts are indicated in Fig. 4. The feature of the crusher is that the frame design provides possibility to install it on different sizes of electric capacity $4.0, 5.5$ or $7.5 kW$ under a given module performance: $0.8, 1.1, 1.5 t / h$ [16-18, 20]. And Hammer rotor is mounted directly on the motor shaft. Crushing chamber volume is $67 dm^3$ capacity of $45-50 kg$ wood materials soft rock and other bulk materials.

The process crusher DMB-F (0.5-1.5) is carried out in a manner [17, 18, 20]. After the crusher in idle mode opens adjusting valve 13 (see. Fig. 4). Wood raw materials (wood chips, shavings etc.) with a humidity of $10-15\%$ under the force of its own gravity passes control magnetic trap 14 and enters a uniform flow in the feed pipe 18. However, bulk raw wood cutters in the crushing chamber rapidly comes from the outside air through the channel to leak air 19. This phenomenon is due to the work of the hammer rotor 4 mode fan. As a result of mixing wood biomass with air is formed on the mixture, which promotes uniformity of input raw material crushing chamber in concurrent flow in the direction of rotation of the rotor 4.

Under the influence of hammer blows in the form of wood particles obtained kinetic energy that creates tension strain in the particles. At the same time, the particles acquire a circumferential speed of $50 s-1$ rotor. In the next moment after receiving hammer blows most wood particles strikes against the rib deck 3 is partially destroyed and partially lose speed, which is reduced by about five times the speed of the rotor. In addition, the particles being in the state of stress from impact hammers and soundboard 3, facing each other and break up too. Loop statements (smooth side deck) 5 crushing chamber restricting the flow along the sides and contribute to its uniformity.

The process is repeated crushing to the output of processed wood biomass crushing chamber. In the tube 8 chopped wood material continues its movement and in addition partially stratified, namely heavier and less grinding particles are concentrated in the lower layers of the stream, but rather crushed material is moved to the top of the pipe 8. After passing through the wall of the guide 9, which is regulated, biomass lower layers to enter the channel closed-loop airflow 7 and returned to re-grinding, while the bulk goes to the discharge device 12 and then discharge into the socket with rocker valve 15 m, which is distributed through the handle 16 in sack or other container.

Areas for further research workflows and compact design sieveless crusher DMB-F (0.5-1.5) for its improvement are:

- the face of the hammers perform zigzag in a speech height of 5-7 mm length 20 mm symmetrical arrangement. This will increase to 15% intensity splitting wood biomass by increasing the number of strokes fibrous wood particles much angular face of the hammer,
- the edges of the deck 3 (see. Fig. 4) of the input half crushing chamber to perform with a slope of about 20 degrees to the direction of rotation of the rotor 4. Alternatively, ribs initial half deck crushing chamber to perform with an inclination of 20 degrees in the direction of rotation of the rotor. This modification increases the degree of fragmentation of large particles of biomass input half of crushing chamber and ensure uniform flow of crushed biomass in the initial half of crushing chamber,
- discharge funnel 15 (see. Fig. 4) to perform as two nozzles instead of one to ensure continuous sequential release of chopped wood pulp with a corresponding flow switching valve rocker 16.

Conclusions

1. The analysis of the essence of the phenomenon chopping wood biomass as simultaneous destruction of the material and the formation of new surfaces. To make pellet or briquette pressing to manufacture solid biomass raw particle size must not exceed 4 mm. According to the classification process is grinding rough grinding to size 0.1-5 mm. Such grinding provides rotary hammer, cone, buccal, pins (disintegrants), roller crusher.
 2. Crushing blow hammer crusher provides a greater effect of grinding, crushing crushing than other types of crushers, such as buccal, or roller cone. The degree of grinding in the hammer crusher is 20-30, and the specific energy consumption for crushing at 18-25% lower than other crushers. Hammer mills more efficient, cost per unit of performance 2-5 times lower than the buccal and roll crushers, shredders and hammer of materials in 1,4-3 times less.
 3. The process of chopping wood biomass by a blow to the hammer mill conventionally divided into two phases. In the first phase hammer blow kinetic energy of the rotor goes into potential energy of elastic deformation. At this moment all the wood particles gain speed rotor. In the second phase of elastic deformation energy turns into kinetic energy of a particle. In this piece, starting off from the rotor receives a certain speed. Shot Power is reduced to zero. In reality, the vast number of particles of biomass is destroyed.
 4. Comparative analysis reshitnyh hammer (Seth) and sieveless crushers indicates that the crushing chamber reshitnyh crushers significant portion of the stream woody biomass tends to re-crushing. As a result, circulation is formed in the crushing chamber, resulting in increased energy intensity, metal, operating costs, difficult maintenance. As a result of the circulation of wood biomass in the crushing chamber reshitnyh crushers their performance significantly decreased to 18% compared to sieveless hammer crusher. Thus, the process of grinding in the hammer crusher reshitnyh needs improvement. Significantly increased more than 5.7% efficiency and reliability of the process in reshitnyh hammer crusher
- problematic compared with the same type ram sieveless crusher.
5. Technological advantages sieveless hammer crusher compared to reshitnyh (sieve) is that their design allows for the following:
 - dismantle of the crushing chamber so inefficient and technologically unreliable knot, as sieve (strainer),
 - eliminate circulation circle grind wood biomass and allow the grinding material in crusher chamber to ram cycle (without sieves),
 - direct primary raw wood at the entrance to the crushing chamber during a collision counter it with hammers,
 - change particle size crushing of wood and take samples without stopping the manufacturing process crusher,
 - reduce the angular velocity grind wood biomass by approximately 5 orders of rotor rotation speed and thus increase the degree of crushing of raw materials,
 - to implement closed loop dust-air mixture by using air flow generated by the rotor hammer.
 6. The most favorable means for the crushing of wood biomass for the production of solid fuel in terms of economy is the smallest sieveless ram crusher brand DMB-F (0.5-1.5) with rotary hammer mechanism and the deck edge.

Splitting wood biomass in the mill is under the influence of mechanical shock. Thus the kinetic energy of the working bodies - hammers partially or completely converted into deformation damage.

Based on the analysis of the phenomenon by the crushing blow of wood materials shvydkoobertovymy of 1500 rpm/min working bodies determined that during rotation at impact hammers wood particles pass kinetic energy, which causes stress and deformation structures in themselves particles (Phase I). In the next moment due to the elastic properties of the particles gain speed in the passing flow that exceeds the circumferential speed hammer rotor (Phase II).

The process of fragmentation can occur in two ways.

 1. The internal stresses in the particles exceeds the strength of the material instantly cracks and body collapses.
 2. The value of voltage does not exceed the strength of wood particles and complete destruction missing. Formed only cracks at the next steps hammers or decks or in mutual collision of particles leading to their fragmentation.
 7. Structural size of hammer crusher is determined based on the largest particle size wood material entering the mill. The diameter of the rotor for vertical load of the crushers, the length of the rotor. Length off the axis of suspension to the outer edge is assumed to be. The shape and size of hammers should ensure maximum possible discharge axis of suspension when struck by wood biomass

$$d D_p = 3d + 550 L_p = (0,8 - 1,2) D_p (0,2 - 0,25) D_p.$$

References

1. Polishchuk, V., Naumenko, V, Naumenko, O. (2018). Justification of capacity of the pellets granulation line at private enterprise "Malyn furniture factory". *Teka commission of motorization and power industry in*

agriculture. 18(1). 7-16.

2. Golovkov, S. I., Koperin, I. F., Naydenov, B. F. (1987). *Energeticheskoe ispolzovanie drevesnykh othodov* [Energy use of wood waste]. Moscow: Forest Industry, 224.

3. Naydenov, B. F. (1971). *Volumetric weights and specific volumes of goods: reference book*. Moscow: Transport. 160.

4. Geletukha, G. (2015). *Preparation and implementation of natural gas biomass substitution projects for the production of heat energy in Ukraine*. Kyiv: Polygraph Plus. 72.

5. *Collection of methods for calculating waste generation volumes*. St. Petersburg: CECEC. 77.

6. *Complex RK 847. ARIESUS UKRAINE*. Available at: <http://arjes.com.ua/production/kompleks-rk-847.html>.

7. *RM 41 chipper. ARIESUS UKRAINE*. Available at: <http://arjes.com.ua/production/rubalna-mashyna-rm-41.html>.

8. *Sieve drum for sieving, calibration of different factions*. all.biz. Available at: <https://ua.all.biz/sito-barabanne-dlya-prosyuvannya-shchepi-g15731079>.

9. *Hammer crushers RM 71. ARIESUS UKRAINE*. Available at: <http://arjes.com.ua/production/molotkovyj-podribnjuvach-rm-71.html>.

10. Dubrovin, V. O., Polishchuk, V. M., Tarasenko, S. E., Dragnev, S. V. (2013). *Workshop on machinery and equipment for bioenergy*. Kyiv. Agrar Media Group. 208.

11. Polishchuk, V. M., Dubrovin, V. O., Dragnev, S. V. (2013). *Engineering systems of nature management. Part 2. Structural and technological calculation of granulator with a round matrix for the production of granulated biofuels: methodical instructions for the implementation of laboratory works*. 48.

12. Polishchuk, V. M., Tarasenko, S. E. (2017). *Biofuels. Production and use*. 376.

13. Polishchuk, V. M., Tarasenko, S. E. (2016). *Machines and equipment of bioenergy. Part 2. Structural and technological calculation of granulator with a round matrix in the line of production of fuel pellets: methodical instructions for the implementation of laboratory works*. 34.

Список літератури

1. Polishchuk V., Naumenko V., Naumenko O. *Justification of capacity of the pellets granulation line at private enterprise "Malyn furniture factory". Teka commission of motorization and power industry in agriculture*. 2018. Vol. 18, № 1. P. 7–16.

2. Головков С. И., Коперин И. Ф., Найденов Б. Ф. *Энергетическое использование древесных отходов*. М.: Лесн. пром-сть, 1987. 224 с.

3. Найденов Б. Ф. *Объемные веса и удельные объемы грузов: справочник*. Москва. Транспорт, 1971. 160 с.

4. *Підготовка та впровадження проектів заміщення природного газу біомасою при виробництві теплової енергії в Україні*. За ред. Г. Гелетуки. Київ. Поліграф плюс, 2015. 72 с.

5. *Сборник методик по расчету объемов образования отходов*. Санкт-Петербург. ЦОЭК, 2004.

77 с.

6. *Комплекс RK 847*. Матеріали із сайту АРІЕС УКРАЇНА. URL: <http://arjes.com.ua/production/kompleks-rk-847.html> (дата доступу: 18.06.2018).

7. *Рубальна машина RM 41*. Матеріали із сайту АРІЕС УКРАЇНА [Електронний ресурс]. URL: <http://arjes.com.ua/production/rubalna-mashyna-rm-41.html> (дата доступу: 18.06.2018).

8. *Сито барабанне для просіювання щепи, калібрування різних фракцій*. Матеріали із сайту all.biz [Електронний ресурс]. URL: <https://ua.all.biz/sito-barabanne-dlya-prosyuvannya-shchepi-g15731079> (дата доступу: 18.06.2018).

9. *Молотковий подрібнювач RM 71*. Матеріали із сайту АРІЕС УКРАЇНА [Електронний ресурс]. URL: <http://arjes.com.ua/production/molotkovyj-podribnjuvach-rm-71.html> (дата доступу: 18.06.2018).

10. Дубровін В. О., Поліщук В. М., Тарасенко С. Є., Драгнев С. В. *Практикум з машин та обладнання для біоенергетики*. Київ. АграрМедіаГруп, 2013. 208 с.

11. Поліщук В. М., Дубровін В. О., Драгнев С. В. *Інженерія систем природокористування. Ч. 2. Конструктивно-технологічний розрахунок гранулятора з круглою матрицею для виробництва гранульованого біопалива*. Київ. АграрМедіаГруп, 2013. 48 с.

12. Поліщук В. М., Тарасенко С. Є. *Біопалива. Виробництво і використання*. Київ. ЦП "КОМПРИНТ". 2017. 376 с.

13. Поліщук В. М., Тарасенко С. Є. *Машини та обладнання біоенергетики. Ч. 2. Конструктивно-технологічний розрахунок гранулятора з круглою матрицею в лінії виробництва паливних гранул*. Київ. НУБіП України, 2016. 34 с.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРСПЕКТИВНОЇ ДРОБАРКИ ДЕРЕВНОЇ БІОМАСИ ДЛЯ ТВЕРДОПАЛИВНОГО ВИРОБНИЦТВА

О. І. Єременко

Анотація. Робота присвячена дослідженню процесів подрібнення вторинної деревної біомаси для виробництва пелет або брикетів з метою обґрунтування конструкційно-технологічної схеми і параметрів перспективної дробарки.

Визначено перспективи виробництва твердого біопалива в умовах господарства. Проведено аналіз процесів і конструкцій пристроїв для подрібнення біомаси. Обрано раціональний тип молотковий безрешітної дробарки для застосування в технологічних комплексах господарства.

Аналітичними дослідженнями доведено доцільність застосування прямої молотковий безрешітної дробарки ДМБ-Ф (0,5-1,5) на дробленні деревної біомаси перед пресуванням в паливні вироби. Розроблено функціональну схему технічного засобу, проведені інженерні розрахунки режимів роботи і параметрів дробарки. Отримані результати свідчать про підвищення ефективності технологічного процесу дроблення деревної сировини на цій дробарці.

Ключові слова: процеси подрібнення, деревна біомаса, тверді біопалива, робочі органи, безрешітна дробарка, розрахунки, параметри.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРСПЕКТИВНОЙ
ДРОБИЛКИ ДРЕВЕСНОЙ БИОМАССЫ ДЛЯ
ТВЕРДОТОПЛИВНОГО ПРОИЗВОДСТВА

О. И. Еременко

Аннотация. Работа посвящена исследованию процессов измельчения вторичной древесной биомассы для производства пеллет или брикетов с целью обоснования конструктивно-технологической схемы и параметров перспективной дробилки.

Определены перспективы производства твердого биотоплива в условиях хозяйства. Проведен анализ процессов и конструкций устройств для измельчения биомассы. Выбран рациональный тип молотковой безрешітної дробилки для применения в технологических комплексах хозяйства.

Аналитическими исследованиями доказана целесообразность применения прямоточной молотковой безрешітної дробилки ДМБ-Ф (0,5-1,5) на дроблении древесной биомассы перед прессованием в топливные изделия. Разработана функциональная схема технического средства, проведены инженерные расчеты режимов работы и параметров дробилки. Полученные результаты свидетельствуют о повышении эффективности технологического процесса дробления древесного сырья на этой дробилке.

Ключевые слова: процессы измельчения, древесная биомасса, твердые биотоплива, рабочие органы, дробилка безрешетная, расчеты, параметры.

O. I. Yeremenko ORCID 0000-0003-0049-7224.

UDC 693.546

DISCRETE-CONTINUAL MODEL TO ANALYZE AND OPTIMIZE (MINIMIZE) DYNAMIC LOADS IN ELASTIC ELEMENTS/ROPES FOR LIFTING EQUIPMENT

Yu. V. Chovnyuk, I. M. Sivak

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Ukraine

Speciality of article: 133 – industry engineering.

Corresponding authors: ychovnyuk@ukr.net.

Article history: Received – October 2019, Accepted – January 2020.

Bibl. 11, fig. 1, tabl. 3.

Abstract. The discrete-continuum model for analysis and its optimization (minimization) of dynamic loads in elastic elements (ropes) of load-lifting machines is substantiated.

The influence of distributed and lumped parameters of elastic elements on the magnitude of the dynamic loads in them on the sections of transition processes (descent, inhibition, reversal of motion) is determined.

The proposed criterion of the quality of movement of the lifting mechanism of the crane, which minimizes the coefficient of dynamism in the ropes, as well as the laws of the movement of cargo, in which these criteria of optimization of dynamic loads and elastic elements are implemented, are established.

For determination of dynamic loads in an elastic element, for example, in a rope a two-mass model of a discrete type (with lumped parameters) is used, with the help of possible reactions in the motion of the drive mechanism with the drum at the descent, the reaction of motion with constant acceleration is used which minimizes the value of the driving moment drive, linear motion reaction acceleration, which minimizes the dynamic component of the drive power, reaction of motion with change of acceleration of the third order, the reaction of motion with the change of acceleration in its curve of the fifth order.

Key words: continuity, model, analysis, optimization, minimization, dynamics, loads, elastic elements, ropes, hoisting machines, cranes.

Introduction

The performance and reliability of hoisting machines, precision and performance of different types of jobs: unloading, loading, transport and other – essentially depends on the dynamic loads in elastic elements of flexible working, drive and hardware. The values of these loads depends on the area of movement of lifting machinery or its mechanism.

Formulation of problem

The most dynamic stresses occur in areas transients (downhill braking movement).

One way to reduce these pressures on the drive elements are resilient cranes lifting mechanisms is necessary choices for their movements in areas transients.

Analysis of recent research results

In [1] showed that during braking during downhill dynamic load factor in elastic elements of crane mechanisms reaches 2.5 or more. In [1-4] the effect of various reactions to dynamic traffic load in elastic elements of lifting equipment for example lifting mechanism. To determine the dynamic loads in the elastic element, for example, used a rope dvomasova discrete model type (with lumped parameters) diagram is presented below in Fig. 1.

At the same time as possible reactions in motion with a drum drive mechanism at the site of descent used the following 4 [3, 4]: 1) reaction motion with constant acceleration, which minimizes the value of the driving time of the drive, 2) reaction movement with linear acceleration change, which minimizes dynamic component power drive, 3) reaction to the change of motion acceleration third order, 4) reaction to the change of motion acceleration curve in his fifth order. It is the last two reactions give a smooth change of motion acceleration curved drum mechanism that would reduce the fluctuations of dynamic loads in the spring elements, but does not minimize them as a dynamic factor.

In [4] The effect of movement in response to the change and maximum values of dynamic loads in the rope when lifting load at startup, but does not include properties rope spread as elastic element lifting mechanism of the crane.

The impact of distributed properties of cables, according to the authors of this study can be defined using the approaches set out in [5-21].

Purpose of research

The purpose of the work is justification discrete-continuum model of lifting mechanism of a crane, which allows for distributed properties of the spring element (rope) and allows the absence to the selected quality criteria of the system to minimize the dynamic loads on the rope, to determine optimal in this sense, the laws of motion of the cargo and the drive mechanism of the drum and to identify their oscillation frequency rope that define its resonances, subject to the availability of goods enshrined in it.

Results of research

The dynamic model of valve lift mechanism as a system with lumped parameters and its analysis.

The diagram of the dynamic model (discrete type) lifting mechanism (Fig. 1) made the following notation [4]: m , m_1 - built lifting channel to the masses under load and drive mechanism of the drum, x , x_1 - generalized coordinates of mass m , m_1 , (F_2 , F_1 - cargo weight ($F_2 = m_1 \cdot g$, g - acceleration due to gravity) and the driving force of the drive construction to cargo rope, C - tightening rope.

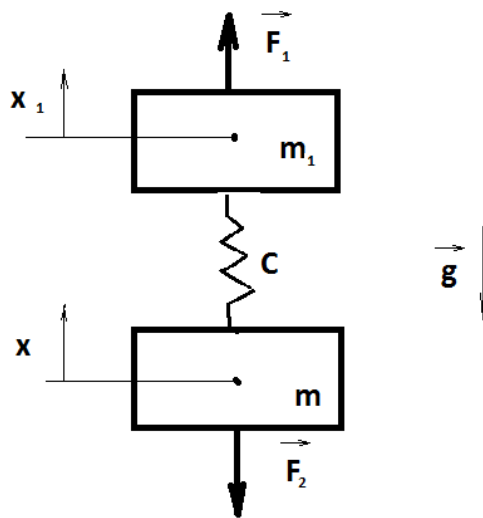


Fig. 1. The dynamic model of the crane lifting mechanism as systems with lumped parameters (discrete model type).

In the first approximation $P = E S/e$, where e - modulus material tightrope, S - area of its cross section, l - rope length).

The model equations of motion lifting mechanism have the form (4):

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{x} = F_1 - C \cdot (x_1 - x) \\ m \cdot \ddot{x} = (x_1 - x) - F_2 \end{cases} \quad (1)$$

Which easily through simple changes to reduce to a single equation for X (E) fourth order.

Given the fact that the driving force of the drive drum is determined: $F_1 = F_2 + (m + m_1) \cdot a(t) = mg + (m + m_1) \cdot a(t)$, going from (1) have:

$$X^{(IV)} + k^2 \cdot x = k^2 \cdot a(t) \text{ where } k = \sqrt{\left(\frac{1}{m} + \frac{1}{m_1}\right) \cdot C}. \quad (2)$$

C - frequency natural vibrations of the discrete dynamic model of lifting mechanism, t - time, $a = a(t)$ - function acceleration of a motion mode drive mechanism with a drum, depending on the time (t).

Solution (2) depends on the type of right that is determined by the mode of movement of the drive mechanism. Symbols Number mode 1, 2, 3, 4 above in the analysis of publications. For specific regime and (t) has the following form:

a) First rezhym-

$$a = v_y / t_n = \text{const}, \quad (3)$$

b) a second rezhym-

$$a = \frac{2v_y}{t_n} \cdot \left(1 - \frac{t}{t_n}\right), \quad (4)$$

c) The third mode-

$$a = 12 \frac{v_y \cdot t}{t_n^2} \left(1 - \frac{t}{t_n}\right)^2, \quad (5)$$

d) The fourth mode-

$$a = 60 \frac{v_y \cdot t^2}{t_n^3} \cdot \left(1 - \frac{t}{t_n}\right)^3. \quad (6)$$

Note that in the expressions (3)-(6) V_y - speed steady movement of cargo during its recovery, t_n - length start (acceleration) of cargo.

Further that the point system was in the time of relative peace, that is:

$$x_{t=0}^{(t)} = 0, x_1, 1 = 0 \quad \dot{x}_{t=0}^{(t)} = 0 \quad \ddot{x}_{t=0}^{(t)} = 0 \quad \ddot{x}_{t=0}^{(t)} = 0 \quad (7)$$

Therefore, equation (2) should roz'yazuvaty under the following initial conditions:

$$x_{t=0}^{(t)} = 0, \dot{x}_{t=0}^{(t)} = 0 \quad \ddot{x}_{t=0}^{(t)} = -g, \ddot{x}_{t=0}^{(t)} = 0. \quad (8)$$

Total (2) is:

$$X(t) = (A_1 + A_2 \cdot t) + B_1 \cdot \sin(kt) + B_2 \cdot \cos(kt) + x_{\text{part.}}(T), \quad (9)$$

where the constants $A_{1,2}$, $B_{1,2}$ define the conditions (8) when a particular solution found (2) $x_{\text{part.}}(T)$. We will further deal with the movement of goods, which minimizes dynamic factor.

In the twisting element lifting mechanism, ie the rope, the section of its start when $t \in [0, t_n]$:

$$\frac{1}{t_n} \int_0^{t_n} \{k \text{ дин.}(t)\}^2 dt \rightarrow \min \quad (10)$$

From the second equation of (1) efforts to rope are defined as follows:

$$F = C \cdot (x_1 - x) = m\ddot{x} + Mg. \quad (11)$$

Quality criteria of motion (10), based on (11) determines the performance of the following conditions necessary for its implementation (Euler-Poisson):

$$x^{(IV)} = 0. \quad (12)$$

Then we have:

$$\begin{cases} x^{(IV)} + k^2 \cdot x = k^2 \cdot a(t), <=> \ddot{x} a(t). \\ x^{(IV)} = n \end{cases} \quad (13)$$

So, to find x (G) for optimal cargo movement at the site start (in the sense of the criterion (10) should solve (13) with zero initial conditions:

$$X_{t=0}^{(t)} = 0, \quad \dot{x}_{t=0}^{(t)} = 0. \quad (14)$$

According to relations (3)-(6) have.

For the first mode:

$$X(t) = \frac{v_y}{t_n} \cdot \left(\frac{t^2}{2}\right). \quad (15)$$

For the second mode:

$$X(t) = \frac{2v_y}{t_n} \cdot \left\{\frac{t^2}{2} - \frac{t^3}{6t_n}\right\}. \quad (16)$$

For the third mode:

$$X(t) = \frac{12v_y}{t_n} \cdot \left\{\frac{t^3}{6t_n} - \frac{t^4}{6t_n^2} + \frac{t^5}{20t_n^3}\right\}. \quad (17)$$

For the fourth mode:

$$X(t) = \frac{60vy}{tn} \cdot \left\{ \frac{t^4}{12t^2n} - \frac{3}{20} \cdot \frac{t^5}{t^3n} + \frac{t^6}{10t^4n} - \frac{t^7}{42t^5n} \right\}. \quad (18)$$

For dynamic coefficient $k_{din. (+)}$ (for each of the corners modes) are:

$$k_{din. (t)} = + \frac{a(t)}{g}. \quad (19)$$

For the first mode of movement of the drum drive mechanism are:

$$K_{din. (T)} = 1 + \frac{vy}{g \cdot tn} = c_{oust} > 1. \quad (20)$$

For the second mode of motion of the drum drive mechanism are:

$$K_{din. (T)} = 1 + \frac{2vy}{g \cdot tn} \cdot \left(1 - \frac{t}{tn}\right) = 1 + \frac{2vy}{g \cdot tn} - \frac{2vy \cdot t}{gt^2n}. \quad (21)$$

Maximum values of $Dean K(t)$ becomes the starting point, at $t = 0$:

$$Dean K(t) / max = k_{dyn} (t) / t_{=0} = 1 + \frac{2vy}{g \cdot tn}. \quad (22)$$

For the third motion mode drive mechanism with a drum ends

$$K_{dyn. (T)} = 1 + \frac{12vy}{gtn} \left(\frac{t}{tn} - 2 \cdot \frac{t^2}{t^2n} + \frac{t^3}{t^3n} \right). \quad (23)$$

Maximum values of $k_{dyn} (t)$ becomes y at time $t = tn / 3$:

$$k_{dyn} (t) / max = k_{dyn} (t) / t = \frac{tn}{3} = 1 + \frac{64vy}{9 \cdot g \cdot tn}. \quad (24)$$

For the fourth motion mode drive mechanism with a drum ends:

$$k_{dyn} (t) = 1 + \frac{60 \cdot vy}{gtn} \cdot \left(\frac{t^2}{t^2n} \right) \cdot \left(1 - \frac{t}{tn} \right)^3. \quad (25)$$

Maximum values of $k_{dyn} (t)$ becomes y at time $t = \frac{2}{5} tn$:

$$\frac{k_{дин^{(4)}(t)}{max} = \frac{k_{дин^{(4)}(t)}{t_{\frac{2}{5}tn}} = 1 + \frac{1296 \cdot vy}{625 \cdot g \cdot tn}. \quad (26)$$

The following Table 1 shows the min and max values:

$$k_{дин^{(i)}}(t), \text{ and } = (1.4) \\ \text{for } g = 9,81m/s^2, t_n = 2,0c, c^2$$

Table 1. The value of min and max $k_{дин^{(i)}}(t)$, $i = (1,4)$.

and	$k_{дин^{(i)}}/min$	$k_{дин^{(i)}}/max$
1	1,025	1,025
2	1,000	1,025
3	1,000	1,181
4	1,000	1,053

Note the following: 1) the minimum value for $i = (2,4)$ becomes time $t = tn$, ie at the end of the period of start-up, 2) for $i = (1,4)$ is not the case optimal cargo movement (oscillating) character (in contrast to the results obtained $y \cdot k_{дин^{(i)}}(t) \cdot k_{дин^{(i)}}(t)[4]$).

Incidentally, at time $t = 0$ (early start):

$$k_{дин^{(i)}}(t) \text{ for } i = (3,4) \quad k_{дин^{(i)}}(t) = 1.$$

Thus, the motion mode drive mechanism of the drum, which ensure smooth movement and cargo, and also ideal value at the beginning ($t = 0$) and the late start ($t = tn$). This third and fourth modes (law $a(t)$ respectively).

Given (13), we have:

$$x_1(t) = a(t). \quad (27)$$

Since $x_1(t)$ are also zero-point conditions:

$$X_1(t) / t_{=0} = 0 \quad \frac{x_1(t)}{t_{=0}} = 0 \quad (28)$$

Then the optimum law of motion $x_1(t)$ coincide with corresponding to $x(t)$ (15) (16) (17) (18).

The dynamic model of valve lift mechanism as a system of separated parameters and its frequency. Rope with no movement in the lifting mechanism.

Using the approach to work (6), determine the natural frequencies of the rod (model flexible rope) under the following boundary conditions:

When $z = 0$.

When $z = l$, where l -length of rope (at the time point lifting).

$$mX(z) = ES = E \cdot S \cdot p^2 \dots \frac{dX}{dz} \frac{dX}{dz}.$$

where: z - coordinate $pozdozheniya$ (along the axis of the straight rope), p - rope natural frequency (at rest), $x(z)$ - own modes of rope that performs longitudinal vibrations.

Custom modes of $x(z)$ has the following form:

$$X(z) = \sin \left(+ \cos \left(\right), A_1 \frac{pz}{v} \right) A_2 \frac{pz}{v}. \quad (29)$$

Where v - velocity of longitudinal waves in the rope,

$$V = \sqrt{\frac{E}{p}},$$

where: p - density material rope.

With conditions at $z = 0$, we have $X(z) / = 0$, so: $z_{z=0} A_2 = 0$. The condition at $z = l$ we have:

$$m \cdot p^2 \cdot \left(\frac{pl}{v} \right) = E \cdot \cos \cdot S \cdot \frac{p}{v} \left(\frac{pl}{v} \right). \quad (30)$$

Thus, the frequency equation taking into account the expression $= E / p$, is v^2 :

$$\frac{p \cdot l}{v} \cdot tg \left(\frac{p \cdot l}{v} \right) = \frac{p \cdot S \cdot l}{m}. \quad (31)$$

So part of the equation (31) is a ratio of weight to the rope core end load (m). The value of the first root of equation (l/v) depending on the ratio $= pS \cdot l/m$ following (see. Table 2) $p_1 \alpha$:

Table 2. Depending on $\left(\frac{p \cdot S \cdot l}{m} \right) \alpha = \frac{p \cdot S \cdot l}{m}$.

α	0.10	0.30	0.50	0.70	0.90
$p_1 \cdot l/v$	0.32	0.52	0.65	0.75	0.82
α	1.00	2.00	4.00	10,00	
$p_1 \cdot l/v$	0.86	1.08	1.27	1.42	

Calculate the natural frequency of oscillation system p_1 for different values rope length l by the following values: $v = Sm / c$, $E = 2 \cdot Pa$, $S = 25 \cdot 10^3 10^{11} 10^{-4} m^2$.

$P = 8 \cdot 10^3 \frac{kg}{m^3}$ (steel rope), m kg. Table 3 presents the value and importance of l -frequency, which corresponds to a model system with lumped parameters and is defined, in this case, the expression $10^3 p_1 \Omega$:

$$\Omega = \sqrt{\frac{1}{m} + \frac{ES}{l}}. \quad (32)$$

Table 3. Value p_1 and depending on l y Ω .

L, m	5	15	25	35	45
p_1, c^{-1}	320.0	173.0	130.0	107.1	91.1
Ω, c^{-1}	316.0	182.6	141.4	119.5	105.4
L, m	50	100	200	500	
p_1, c^{-1}	86.0	54.0	31.8	14.2	
Ω, c^{-1}	100.0	70.7	50.0	31.6	

The table shows that the value of Ω significantly exceed p_1 especially for large rope length.

Natural frequencies rope for this case are determined by the following transcendental equation must solve using PC:

$$\left\{ mm_1 \cdot p^4 - E^2 \cdot S^2 \cdot \frac{p^2}{v^2} \right\} \cdot \sin\left(\frac{pl}{v}\right) + \left\{ ES \cdot \frac{p^3}{v} \cdot (mm_1) \right\} \cos\left(\frac{pl}{v}\right) = 0. \quad (33)$$

The coefficient of dynamic rope lifting mechanism is determined by the formula given above for load securing points ($z = 1$) In the case of optimum start system set modes and traffic load over the drum (also the best in terms of quality criteria of the system at the site launch).

Conclusions

1. Reasonable physical-mechanical model of lifting mechanism of a crane at the site of its descent, dyskretno-continual system parameters.

2. Modes of traffic load and drive mechanism with a drum that satisfy the quality criteria of the system that minimizes the coefficient of dynamic ropes on the site starting mechanism.

3. Obtained in the results can subsequently be used to analyze, refine, improve engineering methods for calculating mechanism lifting cranes on their site start considering discrete-continuum all the features of the latter, as well as to determine the characteristic natural vibration frequencies (long) ropes (with order to prevent their unwanted resonance vibrations) as the engine design (design of such systems and the real operation).

References

1. Garnec, V. M., Zajchenko, S. V., Chovnyuk, Ju. V., Shalenko, V. O. & Prihodko Ja. S. (2015). Concrete the forming units. Constructive and functional to the scheme, principle of action, theory basis. Kyiv: Interservis.

2. Kuzin, V. N. (1981). Technology of roller formation of flat articles from fine-grained concrete. (Extended abstract of candidate thesis). Moscow construction institute, Moscow, USSR.

3. Rjushin, V. T. (1986). Research of working process and development of a method of calculation of cars of roller formation of concrete mixes. (Unpublished candidate thesis). Kyiv construction institute, Kyiv, USSR.

4. Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I. (2004). The dynamic analysis of roller forming installation with the rekuperativ drive. Dynamics, durability and reliability of farm vehicles. Works of the first International scientific and technical conference (DSR AM-I), 507–514. Ternopil.

5. Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I. (2007). Results of pilot studies of the modes of the movement of roller forming installation with the rekuperativ drive. The bulletin of the Kharkov national university of agriculture of P. Vasilenko, vol. 1, No. 59, 465–474.

6. Nazarenko, I. I., Smirnov, V. M., Pelevin, L. C., Fomin, A. V., Sviders'kij, A. T., Kostenjuk, O. O., Ruchins'kij, M. M., Djedov, O. P., Garkavenko, O. M. &

Martinjuk, I. Ju. (2013). Bases of the theory of the movement of the digging and condensing cars of the construction industry with the optimum parameters operated in time. Kyiv: MP Lesja.

7. Zaichenko, S., Shalenko, V., Shevchuk, N. & Vapnichna, V. (2017). Development of a geomechanic complex for geotechnical monitoring contour mine groove. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, vol. 3/9 (87), 19–25. DOI: 10.155/1729-4061.2017.102067.

8. Garnec, V. M., Chovnyuk, Ju. V., Zajchenko, S. V., Shalenko, V. O. & Prihod'ko, Ja. S. (2014). Theory and practice of creation of units of formation of concrete. Mining, construction, road and meliorative machines, No. 83, 49–54.

9. Garnec, V. M., Zajchenko, S. V., Prihod'ko, Ja. S. & Shalenko, V. O. (2012). Development of scientific and practical recommendations about creation of units of formation of concrete. Mining, construction, road and meliorative machines, No. 79, 46–52.

10. Zajchenko, S. V., Shevchuk, S. P., Garnec, V. M. (2012). Power analysis of process of roller consolidation. Power: Economy, technology, ecology, No. 1 (30), 77–83.

11. Zajchenko, S. V., Shevchuk, S. P., Garnec, V. M. (2012). Three-dimensional modeling of process of roller consolidation of column fastening. Mining, construction, road and meliorative machines, No. 79, 40–45.

Список літератури

1. Гарнець В. М., Зайченко С. В., Човнюк Ю. В., Шаленко В. О., Приходько Я. С. Бетоноформувальні агрегати. Конструктивно-функціональні схеми, принципи дії, основи теорії. К.: Інтерсервіс, 2015. 238 с.

2. Кузин В. Н. Технология роликового формирования плоских изделий из мелкозернистых бетонов: автореф. дис. ... канд. наук. Моск. инж.-строит. ин-т. М., 1981.

3. Рюшин В. Т. Исследование рабочего процесса и разработка методики расчета машин роликового формирования бетонных смесей: дис. ... канд. техн. наук. Киев. инж.-строит. ин-т. Киев, 1986.

4. Ловеїкін В. С. Динамічний аналіз роликової формовочної установки з рекуперативним приводом. Динаміка, міцність і надійність с.-г машин: Пр. І міжнар. наук.-техн. конф. (DSR AM-I). (Тернопіль, 4-7 жовт. 2004). Тернопіль, 2004. С. 507–514.

5. Ловеїкін В. С., Почка К. І. Результати експериментальних досліджень режимів руху роликової формувальної установки з рекуперативним приводом. Вісн. Харк. нац. ун-ту сільськ. госп-ва ім. П. Василенка. 2007. Т 1. № 59. С. 465–474.

6. Назаренко І. І., Смірнов В. М., Пелевін Л. С., Фомін А. В., Свідерський А. Т., Костенюк О. О., Ручинський М. М., Дедов О. П., Гаркавенко О. М., Мартинюк І. Ю. Основи теорії руху землерийних і ущільнювальних машин будіндустрії з керованими у часі оптимальними параметрами. К.: МП Леся, 2013. 188 с.

7. Zaichenko S., Shalenko V., Shevchuk N., Vapnichna V. Development of a geomechanic complex

for geotechnical monitoring contour mine groove. *Eastern-European J. Enterprise Technologies*. 2017. Vol. 3/9 (87). P. 19–25. DOI: 10.155/1729-4061.2017.102067.

8. Гарнець В. М., Човнюк Ю. В., Зайченко С. В., Шаленко В. О., Приходько Я. С. Теорія і практика створення бетоноформувальних агрегатів (БФА). *Гірн., буд., дор. та меліор. машини*. 2014. Вип. 83. С. 49–54.

9. Гарнець В. М., Зайченко С. В., Приходько Я. С., Шаленко В. О. Розробка науково-практичних рекомендацій по створенню бетоноформуючих агрегатів (БФА). *Гірн., буд., дор. та меліор. машини*. 2012. Вип. 79. С. 46–52.

10. Зайченко С. В., Шевчук С. П., Гарнець В. М. Енергетичний аналіз процесу роликового ущільнення. *Енергетика: Економіка, технологія, екологія*. 2012. № 1 (30). С. 77–83.

11. Зайченко С. В., Шевчук С. П., Гарнець В. М. Тривимірне моделювання процесу роликового ущільнення стовбурного кріплення. *Гірн., буд., дор. та меліор. машини*. 2012. Вип. 79. С. 40–45.

ДИСКРЕТНО-КОНТИНУАЛЬНІ МОДЕЛІ ПІД ЧАС АНАЛІЗУ ТА ОПТИМІЗАЦІЇ (МІНІМІЗАЦІЇ) ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ У ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТАХ/КАНАТАХ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН

Ю. В. Човнюк, І. М. Сивак

Анотація. Обґрунтовано дискретно-континуальна модель для аналізу та його оптимізації (мінімізації) динамічних навантажень у пружних елементах (канатах) вантажопідіймальних машин.

З'ясовано вплив розподілених і зосереджених параметрів пружних елементів на величину динамічних навантажень у них на ділянках перехідних процесів (спуск, гальмування, реверсування руху). Запропонований критерій якості руху вантажопідіймного механізму крана, по якій мінімізується коефіцієнт динамічності в канатах, а також встановлено закони руху вантажу, при яких реалізується вказані критерії оптимізації динамічних навантажень і пружних елементах.

Для визначення динамічних навантажень в пружному елементі, наприклад, в канаті використана двомасових модель дискретного типу (з зосередженими параметрами), при цьому в якості можливих реакцій руху приводного механізму з барабаном на ділянці спуску використані реакції руху з постійним прискоренням, який мінімізує величину рушійного моменту привода, реакції руху лінійною зміною прискорення, мінімізує динамічну складову потужності привода, реакції руху зі зміною прискорення третього порядку, реакції руху зі зміною прискорення в його кривій п'ятого порядку.

Ключові слова: дискретність, континуальність, модель, аналіз, оптимізація, мінімізація, динаміка, навантаження, пружні елементи, канати, вантажопідіймні машини, крани.

ДИСКРЕТНО-КОНТИНУАЛЬНІ МОДЕЛІ В АНАЛІЗІ І ОПТИМІЗАЦІЇ (МІНІМІЗАЦІЇ) ДИНАМІЧЕСКИХ НАГРУЗОК В УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТАХ / КАНАТАХ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

Ю. В. Човнюк, И. Н. Сивак

Аннотация. Обоснована дискретно-континуальная модель для анализа и его оптимизации (минимизации) динамических нагрузок в упругих элементах (канатах) грузоподъемных машин.

Выяснен влияние распределенных и сосредоточенных параметров упругих элементов на величину динамических нагрузок в них на участках переходных процессов (спуск, торможение, реверсирование движения).

Предложенный критерий качества движения грузоподъемного механизма крана, по которой минимизируется коэффициент динамичности в канатах, а также установлены законы движения груза, при которых реализуется указаны критерии оптимизации динамических нагрузок и упругих элементах.

Для определения динамических нагрузок в упругом элементе, например, в канате использована двухмассовых модель дискретного типа (с сосредоточенными параметрами), при этом в качестве возможных реакций в движения приводного механизма с барабаном на участке спуска использованы реакции движения с постоянным ускорением, который минимизирует величину движущего момента привода, реакции движения линейной изменением ускорения, минимизирует динамическую составляющую мощности привода, реакции движения с изменением ускорения третьего порядка, реакции движения с изменением ускорения в его кривой пятого порядка.

Ключевые слова: дискретность, континуальность, модель, анализ, оптимизация, минимизация, динамика, нагрузки, упругие элементы, канаты, грузоподъемные машины, краны.

Yu. V. Chovnyuk ORCID 0000-0003-1889-0876.

I. M. Sivak ORCID 0000-0002-6297-587X.

UDC 631.354.2:633.85

TECHNICAL AND ECONOMIC EVALUATION OF EFFICIENCY OF HYDROSEEDER

L. V. Aniskevich, S. M. Deyneka

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Ukraine

Speciality of article: 133 – industry engineering.

Corresponding authors: deyneka5555@ukr.net.

Article history: Received – October 2019, Accepted – January 2020.

Bibl. 14, fig 2, tabl. 1.

Abstract. The article deals with a calculation of economic efficiency of the use of a prototype of a hydroseeder "Inna" which is aggregated with a motorblock and allows to sow small sprouted seeds of vegetable crops with simultaneous watering with small doses of a liquid.

Also, had done a comparison of the basic economic indicators of the experimental model of the hydroseeder and the seeder "Vinnitsya", which is introduction in a serial production for a seeding dry seeds.

The calculated economic effect of using a hydroseeder will be obtained by reducing the direct operating costs achieved by reducing labor costs and renovating.

The increase in productivity of the hydraulic fertilizer is increased due to the possibility of its aggregation with the motorblock and the installation of the recommended parameters of the nodes of the hydroseeding apparatus.

Key words: hydroseeder, efficiency, costs, cost, effect.

Introduction

Traditionally dry sown crop seed drills at a given depth and a given width of the aisle. Modern drills have a high reliability, better performance and provide quality planting different seeds in accordance with the agrotechnical requirements.

The disadvantage of such planters is the failure of the amicable shoots, especially seeds with a long germination.

Hydroseeder "Inna" is intended for small farms. It was created in order to save money to buy an expensive pelleted seed allows you to get even sprouts an ordinary vegetable seeds.

Also took the germinated seed will allow you to get an earlier harvest, when there is mass implementation of seasonal vegetables, so their price will be higher.

Formulation of problem

Another economic advantage of this planter is cultivation on the same plot a few vegetable crops in the spring and summer period by reducing the time from sowing to technical maturity.

Therefore, the economic effect from the use of hydroseeder obvious.

Analysis of recent research results

Issues of economic efficiency of use of domestic seeding equipment dedicated to the works [1-24], but their studies have not dealt with the use of small seeding machines.

Purpose of research

The purpose of this paper is to conduct a comparative economic evaluation of the use of the seeder for sowing dry seed "Vinnitsa" and hydroseeder "Inna".

Results of research

Development of small tools is one of the priority areas in agricultural engineering.

Of the existing means of mechanization of the most widely tillers, mini tractors with a set of tillers. Tools for sowing and planting crops and caring for them is not widespread, therefore there is a need for their development and implementation.

One of the possible solutions to the problem of ensuring household plots with means of small mechanization is the development and production of relatively simple and, as a consequence, cheap small tools, which would be completed with the working bodies and mechanisms of existing agricultural machinery.

However, it is necessary to consider manufacture of small tools in a home workshop from available materials.

Small seeder "Vinnitsa" designed for sowing small-seeded variety, namely vegetable crops. It has already been implemented in series production and has wide

application. Serial drill “Vinnitsa” for example, for the base variant. Garoul “Inna” (Fig. 1) for sowing germinated seeds will present as new variant [2].

Hydroseeder “Inna” is particularly effective when applied seeding hydrated and germinated seeds on farmlands, suburban areas, in greenhouses for growing vegetable crops and medicinal plants, and is multifunctional. It can be used for irrigation of the culture directly in the line of a small dose of water or feed solution. Developed hydroseeder also allows for pre-sowing preparation of seeds is a process of aeration (barbaraanne) seeds (Fig.2). It has a positive effect on the rate of seed germination and increasing germination. Its essence lies in the fact that seeds incubated in water at 20-25°C, which is aerated constantly (blown) oxygen installed on garoul compressor. This operation lasts for several hours.

After carrying out comparative experimental studies on the quality of sowing carrot base and upgraded the seeder obtained the following values of the quality indicators: coefficient of variation of depth of seeding the basic unit amounted to 7.8% and gdream of 5.6%, the uniformity of distribution of seeds along the length of the row for base unit – by 53.9%, for the upgraded – 71.9%, field germination of seeds when planting the base unit is 68.4%, a modernized version of 89.4%. It is established

that at application of hydroseeder substantially increase the uniformity of distribution of seeds along the length of the row. Simultaneously, it will increase seed germination, and coefficient of variation of depth of placement of seed in the furrow is reduced.

Economic efficiency from the introduction of the production was carried out according to the standard technique [1] on the basis of these plants and the results of field studies.

The performance of the unit shift time is determined by the formula:

$$W_z = 0,1 \cdot V_d \cdot B_r \cdot K_{te}, \quad (1)$$

where: V_d – actual average speed of movement of the unit, km/h,

B_r – working width, m,

K_{te} – the coefficient characterizing the deviation of the technical performance of the unit from operating.

Transport of seeds in the seed bed is carried out with simultaneous introduction of water regulation effects 0,082 l/m.

Labor costs per unit of work are determined by the expression:

$$T_r = n/W_z, \quad (2)$$

where: n – the number of workers employed on the operations people.



Fig. 1. Hydroseeder “Inna”.



Fig. 2. Process barbaraanne seeds.

The specific energy is expressed by the equality:

$$F = N_{en} / W_z, \quad (3)$$

where: N_{en} – operating engine power, kW.

For tillers $N_{en}=4,41$ kW.

The specific energy consumption shows the power consumption of the engine per unit volume of soil and is given by:

$$E = OV / aU, \quad (4)$$

where: O – traction resistance, kN

V – speed, m/s,

a – working depth, m,

U – width, m.

Reduction in specific energy consumption is:

$$D = (E_b - E_n / E_b) 100\%, \quad (5)$$

Direct operating costs per unit volume of works: UAH/ha

$$C = Z + A + Q + R, \quad (6)$$

where: Z - wages of the service staff, UAH/ha, $Z = 15,45$

Q – fuel and lubricants, UAH/ha

A – depreciation, UAH/ha (A_m – tillers, A_s – seeders),

R – repair and maintenance services, UAH/ha.

$$Z = Z_d / W_z, \quad (7)$$

Hourly pay rates for staff (UAH/hour):

- when sowing $Z_s = 16,12$.

Deductions depreciation and amortization (UAH/ha) is calculated by the formula:

$$A = B_i a / W_z t, \quad (8)$$

where: B – book value: motoblock = 24125 UAH planter “Vinnitsa” = 655 UAH, “Inna” = 5600 UAH.

a – coefficient contributions for the renovation: tillers and = 0,1, seeders $a = 0,142$.

t – seasonal load: for tillers $t = 1600$, seeder $t = 200$, h

Deductions for repairs and maintenance, UAH/ha:

$$R = B_i r / W_z t, \quad (9)$$

where: r – ratio deductions for repairs and maintenance. For tillers $r = 0,13$, seeder $r = 0,07$.

The cost of fuel and lubricants is determined by the formula:

$$Q = g_n P_m, \quad (10)$$

where: P_n – given the unit cost of fuel and lubricants, UAH. $P_m = 32$ UAH/kg.

Specific capital investment is determined by the formula:

$$K_n = B_i / W_z t, \quad (11)$$

Given the specific costs are calculated according to the formula, UAH/ha:

$$i = B + K_n K_m \quad (12)$$

where: K_m – normative coefficient of efficiency, $K_m = 0,15$.

The annual economic effect from the exploitation of the new planter, UAH/year:

$$E = (C_b - C_n) T \quad (13)$$

where: C_b , C_n – given the costs in the baseline and the new planter, UAH/ha,

T – the annual volume of work, ha.

$$T = t W, \quad (14)$$

$E = (186,88 - 172,3) 200 = 2920$ UAH.

Using the table we can conclude that the application of the proposed model hydroseeder reduces the cost of labor per unit of work, energy and power consumption for the operation of sowing, which gives grounds to assert that this technology is energy efficient. Of course there are some additional maintenance costs of the planters and tillers, but they cancel due to high prices for early vegetables.

So field studies were conducted in the spring of 2018. To test the operation hydroseeder conducted a study of the process of sowing germinated seeds of carrots. This year the prices for carrot are, especially in the early production broke all records (1 EUR/kg). Of course then the prices are somewhat decreased, but even during the mass harvest remain fairly high (0,5 EUR/kg). Studies have shown that the use of hydroseeder for sowing germinated seeds of vegetable crops gives you the ability to crop of carrots in mid-June.

Table 1. Indicators of comparative economic efficiency when planting carrots.

The characteristics	Base variant	New variant
The number of sown rows, PCs	1	2
Seeding rate kg/ha	3,5	4
Productivity per hour, ha/h operating time	0,09	0,533
Speed, km/h	2,8	5
Fuel consumption, l/ha	-	0,47
Weight, kg	5.6	53
Depth, cm	1-5	1-5
Labor costs per unit of work person/ h	0,27	0,25
he specific energy	32,89	30,42
The specific energy consumption, kJ/m	68,57	56,6
Wage of workers, UAH/ha	4,39	4,06
Contributions for the renovation: walking tractor seeders	- 10,67	7,2 9,96
The annual volume of work, ha: walking tractor seeders	- 0,738	4, 5 1,79
Deductions for repairs and maintenance, UAH/ha: walking tractor seeders	- 5,26	9,36 4,91
Fuel and lubricants, UAH/ha	-	136,5
Direct operating costs per unit volume of works: UAH/ha walking tractor seeders	- 15,93	157,12 14,87
Specific capital investments, UAH walking tractor seeders total	 75,2 75,2	 72,05 70,17 142,22
Given specific costs: walking tractor seeders total	 27,21 27,21	 167,9 25,4 193,3

Conclusions

Conclusions and outlook: improving the economic efficiency of production of vegetables associated with productivity increase – the main indicator that characterizes the production and business activities of the enterprise.

1. One of the most important means of determining production efficiency is profitability. This figure covers the expenses for production and sales, net income, productivity and production costs.

2. The annual economic effect from the use of hydroseeder will be 2920 UAH. The economic effect will be obtained from the reduction of direct operating costs, achieved by reducing labor costs and renovation. Productivity hydroseeder increases due to the possibility of aggregation with a walk-behind tractor and a set of recommended parameters of nodes garbisch apparatus.

3. However, there are factors which reduce productivity hydroseeder. This is a limited capacity vodonosnyh mixture (up to 6.3 liters).

4. When using prototype hydroseeder observed improvement compared to the base model: decrease of specific energy costs by 17%, reduced labor costs by 20.2%.

5. In determining economic efficiency hydroseeder for objective reasons, were not taken into account: reducing the technological reliability of the prototype hydroseeder, increased crop yields due to the parallel watering small doses of liquid.

6. The main advantage of the introduction hydroseeder “Inna” is the ability of germinated sowing small seeds of vegetable crops without injury to the shoots with simultaneous mtropolitan. This gives you the opportunity to get early crops of vegetables at minimum cost. Enter the market before competitors allows to receive additional profit due to the difference in the market value of products up to 35%.

7. In our opinion, the economic indicators are objective and can't change much, especially not affect the potential effectiveness of using goal. However, it is possible to further improve the design ggrowing apparatus, which can positively affect the economic efficiency of hydroseeder.

References

1. DSTU 4397: (2005). Methods of economic evaluation of equipment at the stage of the test. Kyiv. Derzhspozhyvstandart of Ukraine. 16.

2. Kushnarev S. A., Deineka S. M., Mahmudov I. I., Ivanov E. S. (2016). Hydroseeder for sowing small seed vegetable crops. Patent of Ukraine model № 111666 - Patent of Ukraine for Utility Model No. 111666. Byul. Bulletin. no. 22.
3. Rathke, G.-W., Behrens, T., Diepenbrock W. (2006). Integrated nitrogen management strategies to improve seed yield, oil content and nitrogen efficiency of winter oilseed rapeseed (*Brassica napus* L.). Agriculture Ecosystems & Environment. Nr.117. 80-108.
4. Statistical yearbook of Lithuania. (2013). 671.
5. Špokas, L., Velička, R., Rimkevičienė, M., Marcinkevičienė R. (2005). Ripening dynamics and natural falling of spring rapeseed seeds. Agricultural Sciences. Nr. 3. 29-38. (in Lithuania).
6. Špokas, L., Velička, A., Marcinkevičienė, R., Domeika R. (2004). Optimierung des Erntezeitpunktes von Sommerraps durch die Sortenwahl. Die Bodenkultur. Bd. 55, H.3. 113-120. (in Germany).
7. Morgan, C. L., Bruce, D. M., Child, R., Ladbrooke, Z. L., Arthur, A. E. (1998). Genetic variation for pod shatter resistance among lines of oilseed rapeseed developed from synthetic *B. napus*. Field crops Research Nr. 58. 153-165.
8. Šidlauskas, G., Bernotas, S. (2003). Some factors affecting seed yield of spring oilseed rapeseed (*Brassica napus* L.). Agronomy Research. Nr. 1(2). 229-243.
9. Pahkala, K., Sankari, H. (2001). Shatter loss as a result of pod shatter in spring rapeseed and spring turnip rapeseed in Finland. Agrikultural and food science in Finland. Vol. 10. 209-216.
10. Price, J., S., Hobson, R. N., Neale, M. A., Bruce, D. M. (1996). Shatter losses in Commercial Harvesting of Oilseed Rape. Journal of Agricultural Engineering Research. (65), 3. 183-191.
11. Rademacher, T. (2003). Methodology for measuring of quality and loss-throughput behavior for combine harvesters under field conditions. VDI-MEG Kolloquium Landtechnik. Mährescher. 40, 83-94. (in Germany).
12. Rathke, G.-W., Behrens, T., Diepenbrock, W. (2006). Integrated nitrogen management strategies to improve seed yield, oil content and nitrogen efficiency of winter oilseed rapeseed (*Brassica napus* L.) Agriculture Ecosystems & Environment (117), 80-108.
13. Reckleben, A. Y., Vosschenrich, H. H. (2008). Getreideernte durch den Hochschnitt [Grain harvest by the high cut]. Getreide. (13) 2: 108-109. (in Germany).
14. Statistical yearbook of Lithuania, (2013), 671.
15. Šidlauskas, G. and Bernotas, S. (2003). Some factors affecting seed yield of spring oilseed rapeseed (*Brassica napus* L.). Agronomy Research, 1 (2), 229-243.
16. Špokas, L., Velička, R., Rimkevičienė, M., Marcinkevičienė, R. (2005). Ripening dynamics and natural falling of spring rapeseed seeds. Vilnius. Agricultural Sciences. Nr. 3, 29-38. (in Lithuania).
2. Кушнарьов С. А., Дейнека С. М., Махмудов И. И., Иванов Е. С. Гідросівалка для посіву дрібних насіннєвих овочевих культур. Патент України модель № 111666 - Патент України на корисну модель № 111666. Бюл. Бюлетень. № 22. 2016.
3. Rathke, G.-W., Behrens, T., Diepenbrock W. Integrated nitrogen management strategies to improve seed yield, oil content and nitrogen efficiency of winter oilseed rapeseed (*Brassica napus* L.). Agriculture Ecosystems & Environment. Nr.117. 2006. P. 80-108.
4. Statistical yearbook of Lithuania. 2013. 671 p.
5. Špokas, L., Velička, R., Rimkevičienė, M., Marcinkevičienė R. Ripening dynamics and natural falling of spring rapeseed seeds. Agricultural Sciences. Nr. 3. 2005. P. 29-38.
6. Špokas, L., Velička, A., Marcinkevičienė, R., Domeika R. Optimierung des Erntezeitpunktes von Sommerraps durch die Sortenwahl. Die Bodenkultur. Bd. 55, H.3. 2004. P. 113-120.
7. Morgan, C. L., Bruce, D. M., Child, R., Ladbrooke, Z. L., Arthur, A. E. Genetic variation for pod shatter resistance among lines of oilseed rapeseed developed from synthetic *B. napus*. Field crops Research Nr. 58. 1998. P. 153-165.
8. Šidlauskas, G., Bernotas, S. Some factors affecting seed yield of spring oilseed rapeseed (*Brassica napus* L.). Agronomy Research. 2003. Nr. 1(2). P. 229-243.
9. Pahkala, K., Sankari, H. Shatter loss as a result of pod shatter in spring rapeseed and spring turnip rapeseed in Finland. Agrikultural and food science in Finland. 2001. Vol. 10. P. 209-216.
10. Price, J., S., Hobson, R. N., Neale, M. A., Bruce, D. M. Shatter losses in Commercial Harvesting of Oilseed Rape. Journal of Agricultural Engineering Research. 1996. (65), 3. P. 183-191.
11. Rademacher, T. Methodology for measuring of quality and loss-throughput behavior for combine harvesters under field conditions. VDI-MEG Kolloquium Landtechnik. Mährescher. 2003. 40, P. 83-94.
12. Rathke, G.-W., Behrens, T., Diepenbrock, W. Integrated nitrogen management strategies to improve seed yield, oil content and nitrogen efficiency of winter oilseed rapeseed (*Brassica napus* L.) Agriculture Ecosystems & Environment. 2006. 117. P. 80-108.
13. Reckleben, A. Y., Vosschenrich, H. H. Getreideernte durch den Hochschnitt [Grain harvest by the high cut]. Getreide. 2008. (13) 2. P. 108-109.
14. Statistical yearbook of Lithuania, 2013, 671 p.
15. Šidlauskas, G. and Bernotas, S. Some factors affecting seed yield of spring oilseed rapeseed (*Brassica napus* L.). Agronomy Research, 2003. 1 (2), P. 229-243.
16. Špokas, L., Velička, R., Rimkevičienė, M., Marcinkevičienė, R. Ripening dynamics and natural falling of spring rapeseed seeds. Vilnius. Agricultural Sciences. 2005. Nr. 3. P. 29-38.

Список літератури

1. ДСТУ 4397: Методи економічної оцінки обладнання на етапі випробування. Київ. Держспоживстандарт України. 2005. 16.

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ГІДРОСІВАЛКИ

Л. В. Аніскевич, С. М. Дайнека

Анотація. У статті проведений розрахунок економічної ефективності використання дослідного зразка гідросівалки «Інна», що агрегується з мотоблоком і дає можливість висівати пророщені насіння овочевих культур з одночасним поливом невеликими дозами рідини. Також проведено порівняння основних показників дослідного зразка гідросівалки і впроваджено в серійне виробництво сівалки для висіву сухого насіння «Вінниця». Розрахований економічний ефект від використання гідросівалки було взято від зниження прямих експлуатаційних витрат, досягнутих за рахунок зменшення витрат на працю і реновацію. Підвищення продуктивності праці збільшується за рахунок можливості її агрегування з мотоблоком і установкою рекомендованих параметрів вузлів гідровисівного апарату

Ключові слова: гідросівалка, ефективність, витрати, вартість, ефект.

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГИДРОСЕЯЛКИ

Л. В. Анискевич, С. Н. Дайнека

Аннотация. В статье произведен расчёт экономической эффективности использования опытного образца гидросеялки «Инна», что агрегируется с мотоблоком и даёт возможность высевать пророщенные семена овощных культур с одновременным поливом небольшими дозами жидкости. Также произведено сравнение основных показателей опытного образца гидросеялки и внедренную в серийное производство сеялки для посева сухих семян «Винница». Рассчитанный экономический эффект от использования гидросеялки будет взят от снижения прямых эксплуатационных расходов, достигнутых за счет уменьшения расходов на труд и реновацию. Повышение продуктивности труда увеличивается за счет возможности её агрегатирования с мотоблоком и установкой рекомендуемых параметров узлов гидровысевающего аппарата

Ключевые слова: гидросеялка, эффективность, расходы, стоимость, эффект.

L. V. Aniskevich ORCID 0000-0002-4429-2020.

S. M. Deyneka ORCID 0000-0003-1015-2457.

UDK 631.331:061.4

PNEUMONITIS FRACTIONATION OF GRAIN MATERIALS IN AIR STREAMS OF VARIABLE STRUCTURE

S. P. Stepanenko¹, B. I. Kotov²

¹National Scientific Center "Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture". Ukraine.

²Podolsky State Agricultural and Technical University. Ukraine.

Speciality of article: 133 – industry engineering.

Corresponding authors: stepanenko_s@ukr.net.

Article history: Received – October 2019, Accepted – January 2020.

Bible. 13, fig 4, tabl. 0.

Abstract. The paper presents the results of a theoretical study of the interaction of particles of grain material components with countercurrent flow of material into the air flow and variable flow velocity curves along the coordinate axes. It is established that the use of variable speed increases the magnitude of the splitting of the trajectories of motion and the efficiency of separation.

Analyzing the results of mathematical modeling of the ballistics of the particles of the components of the grain material can be determined that the increase in the magnitude of splitting (branching) trajectories of the particle motion when using variable air velocity at the coordinates. The increase in the magnitude of the splitting of the trajectories unambiguously characterizes the increase of the efficiency of separation of components of the grain material into fractions according to the aerodynamic properties, which are known to tightly correlate with the qualitative indices of the grain material.

The results of research of process of inertial fractionation indicate real opportunities to improve the efficiency of separating the material into fractions according to aerodynamic properties. The effect of the velocity plot of air in the air channel can be used to control the processes of separating the material into fractions.

Key words: grain material, aerodynamic properties, air flow, trajectory of particle separation into fractions.

Introduction

Addressing division multi-grain material into separate fractions particular purpose has significant importance in post-harvest handling and processing of grain [1, 3, 5, 11]. The need to improve the efficiency of grain separation machines due to increased requirements for grain quality and intensity resource energetic balance grain production farms.

Analysis of existing methods for purification and separation of grain material shows that the process of improving individual components and the working of the machines, optimizing operational parameters of energy efficiency of processes and machines in specific rates

virtually unchanged. This situation is due to the fact that the improvement grain separation machine does not change the basic features of their operation.

The basis of grain cleaning and separating equipment currently account latticework and air-sieve machine. The presence of the fast, oscillating or vibrating nodes causes more dynamic load on structural elements of the machine, which affects performance increases relative weight machines working sieves tenfold themselves sieves require complex mechanisms for their drive and balance the inertial forces.

A promising direction is to create sieveless air separators [8, 9, 10].

Air (pneumo inertia) separation compared to other methods of separation of the multi grain material is voluminous in nature and in the absence sieve material can handle any moisture and debris.

Formulation of problem

However, studies conducted [1] there is no consensus about the efficiency of operation at heavy loads.

We consider the fundamental capabilities grain fractionation efficiency air flows of materials by analyzing mathematical models of moving grain component material in the air flow.

The most common vertical pneumosupply channels provide high quality separation (separation into fractions) with minor material feed supply by increasing the quality of their work is reduced due to an increase in collisions between particles. Horizontal air streams (channels) have the advantage that the direction of gravity and aerodynamic forces are not the same, and the number of collisions is negligible.

Pneumo-inertia separation is done by "stuffing" the grain mass in a moving layer of air where the resulting difference in air resistance and components introduced with a fairly large (3-6 m / s) speeds are split trajectories.

The peculiarity of presenting the material in a counter flow of air is possible to increase the speed of

interaction of air flow without increasing the speed of the latter and increasing the feed rate of the material.

To identify the basic laws of fractionation mechanism pneumo inertia the basic mathematical model of particles with different aerodynamic properties (speed greetings, drag coefficient, or distribution) in the air flow depending on the speed and angle of the input airflow.

Consider moving components (trajectory) grain material by changing the airflow in the direction of its movement in the direction of gravity. It is shown that when air speed distribution coordinate value increases the branching paths, and this is achieved by improving the efficiency of fractionation.

In the mathematical model the influence of fluctuations in airflow character moving components of the grain material.

Identified laws of motion of particles in a single approach that can be distributed to a plurality of particles each component grain material.

Analysis of recent research results

The problem of increasing the productivity and quality of air separation of grain cleaning machines working on technologies fractionation by improving the working bodies and their operation modes adequately covered in the monograph [8] and the works of individual authors [2-4].

Proven efficient processes pneumonitis fractionation of grain materials [3-5].

Among a wide class of air (aerodynamic) separators occupy a significant place machines that use horizontal air flow [5, 6] with a bottom material discharge, but also optimization of the operating parameters: set the angle of the feed rate of material into the air flow and speed the flow of other ways to intensify the split in the literary sources not found.

However, it is known [6, 7], changes in the structure (the velocity plot of air) flows, it is possible to achieve a significant improvement in the separation of grain materials into fractions according to technological purpose.

Purpose of research

The aim of the study was to determine the effectiveness and feasibility of the application of the principle changes in the flow velocity of air at the introduction of material into the working chamber (pneumococal).

Results of research

Consider the motion of the components of the grain material, which are different aerodynamic properties. A comprehensive measure of the aerodynamic properties, which can be adopted to quantify the ratio k_V [8]:

$$k_V = \frac{C(Re)S_M\rho}{2m} = \frac{g}{V_B^2} \quad (1)$$

where: $C(Re)Re$ – the drag coefficient as function of Reynolds number (),

S_M – the cross-sectional area, m^2 ,

ρ – the density of the air, m^3 ,

m – mass of the particle, kg ,

g – acceleration of free fall, m/sec^2 ,

V_B – speed, m/sec .

The aerodynamic force of resistance to air flow is proportional to the square of the relative velocity U R :

$$R = \frac{C(Re)S_M\rho U^2}{2}. \quad (2)$$

The particle motion occurs in the plane rectangular Cartesian coordinate system OXY in the channel of variable cross section. The air flow is directed horizontally, the supply of material (introduction of particles of the components of the grain material) in the channel is at an angle (to the axis OX) with an initial speed relative to the schema in Fig. 1. $\alpha_0 V_0$

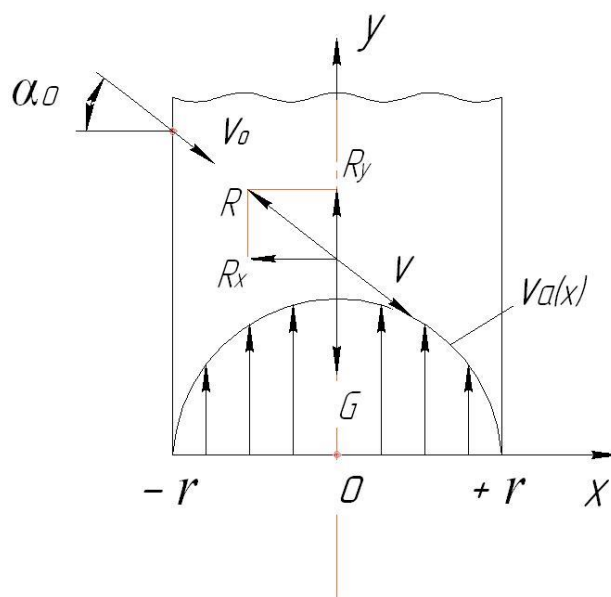


Fig. 1. The scheme of movement of the particles in the air duct.

The insertion of particles of the components of the grain material in the counter air flow and the speed of the initial motion of the particles and determine their trajectory in the working space of the separator chamber.

After the introduction of the components in the horizontal flow, they begin to interact with the air flow moving in the horizontal direction against the axis OX .

To describe the movement of single particles in the air stream defined generally accepted simplifying assumptions idealizing the research process:

- Particle move "in isolation" without interacting with the walls of the chamber (channel) and other particles

- Particle oriented in the air in a stationary position its rotation is not considered,

- The air flow in the cross section perpendicular to the direction of the uniform,

- The air velocity in the directions OX and OY set a variable with the coordinate method of implementation of the velocity distribution is not considered.

For the adopted scheme of interaction of a particle with a mass airflow variable speed and taking into account the accepted assumptions the resulting system of differential equations that describes the movement of material in a moving air environment $mV_x V_y$:

$$\frac{d^2y}{d\tau^2} = g - k_V \left(\frac{dy}{d\tau} \right) \sqrt{\left(\frac{dy(\tau)}{d\tau} \right)^2 + \left(\frac{dx(\tau)}{d\tau} + V_{x,y} \right)^2}, \quad (3)$$

$$\frac{d^2x}{d\tau^2} = -k_V \left(V_{x,y} + \frac{dx}{d\tau} \right) \sqrt{\left(\frac{dy(\tau)}{d\tau} \right)^2 + \left(V_{x,y} + \frac{dx}{d\tau} \right)^2} \quad (4)$$

The initial conditions are determined by the ratios $\tau = 0, x = y = 0$,

$$y_0 = y_0, x_0(0) = x_0, \dot{x}_0 = \frac{dx}{d\tau} = V_0 \cos \alpha_0, \dot{y}_0 = \frac{dy}{d\tau} = V_0 \sin \alpha_0.$$

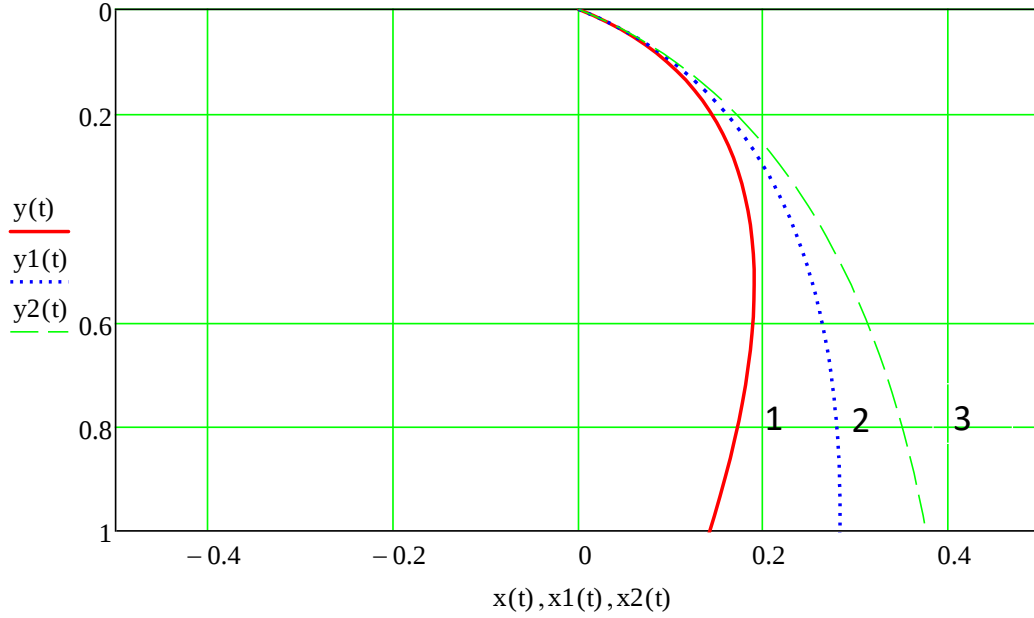


Fig. 2. The trajectory of the components of the grain material at a constant in the directions of the coordinate velocity of the air. 1 – 2 – 3 – $V_{\text{bit}} = 7,3 \frac{m}{\text{sec}}, V_{\text{bit}} = 9 \frac{m}{\text{sec}}, V_{\text{bit}} = 11 \frac{m}{\text{sec}}$.

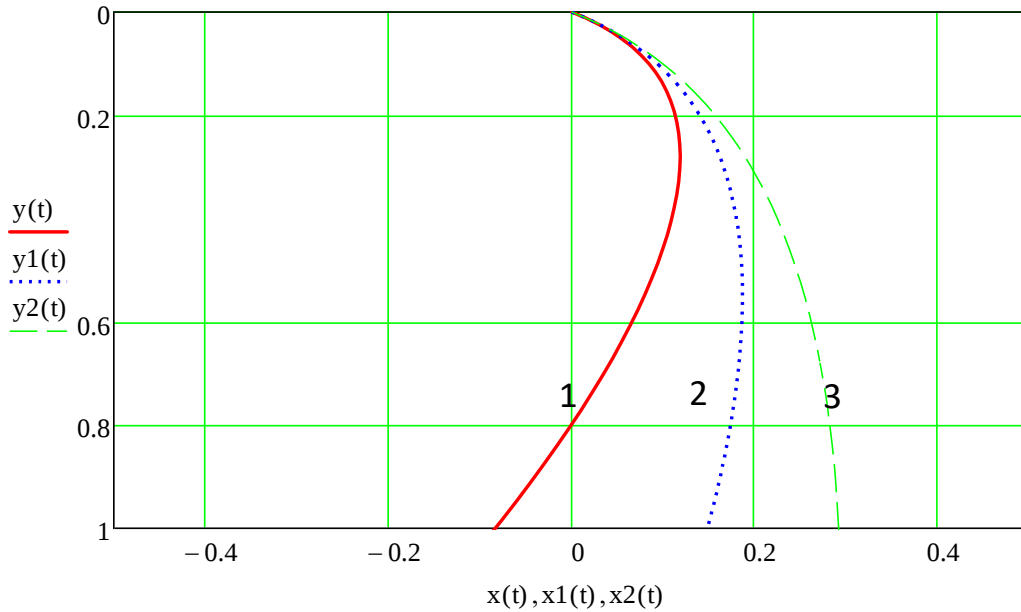


Fig. 3. The trajectory of particle motion with increasing speed of the air flow in the direction of its motion according to a linear law. 1 – 2 – 3 – $V_{\text{bit}} = 7,3 \frac{m}{\text{sec}}, V_{\text{bit}} = 9 \frac{m}{\text{sec}}, V_{\text{bit}} = 11 \frac{m}{\text{sec}}$.

The results are presented in the form of trajectories of particles with different coefficient (different velocity components of the grain material) k_V .

In Fig. 2 given the trajectory of the components at a constant in the directions of the coordinate velocity of the air. In Fig. 3 shows the trajectory of particle motion with

increasing speed of the air flow in the direction of its motion according to a linear law $V = a - bx$.

In Fig. 4 shows the trajectories of the particles while increasing air velocity in the direction perpendicular to the movement of air according to a linear law $V = a - by$.

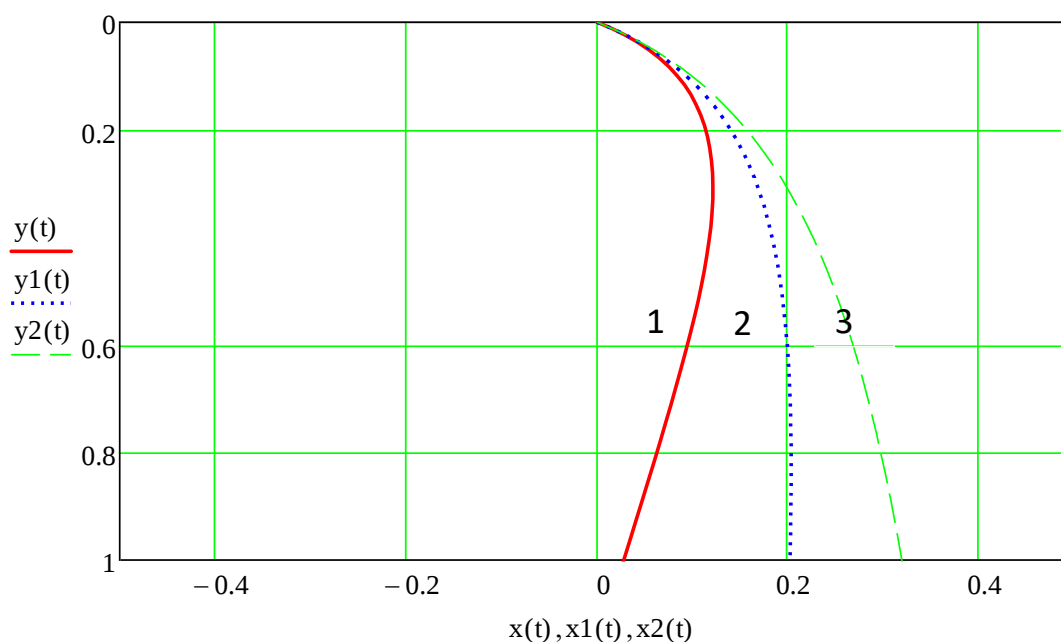


Fig. 4. The trajectory of the particles while increasing air velocity in the direction perpendicular to the movement of air according to a linear law. 1 – 2 – 3 – $V_{\text{BIT}} = 7,3 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$, $V_{\text{BIT}} = 9 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$, $V_{\text{BIT}} = 11 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$.

Analyzing the results of mathematical modeling of the ballistics of the particles of the components of the grain material can be determined that the increase in the magnitude of splitting (branching) trajectories of the particle motion when using variable air velocity at the coordinates. The increase in the magnitude of the splitting of the trajectories unambiguously characterizes the increase of the efficiency of separation of components of the grain material into fractions according to the aerodynamic properties, which are known to tightly correlate with the qualitative indices of the grain material.

Conclusions

1. The results of research of process of inertial fractionation indicate real opportunities to improve the efficiency of separating the material into fractions according to aerodynamic properties.

2. The effect of the velocity plot of air in the air channel can be used to control the processes of separating the material into fractions.

References

1. Aniskevich, L. V., Starodubtsev, V. M. (2015). Estimation of spatial heterogeneity of the soil cover of forest-Steppe plains. Scientific Bulletin of National University of life and environmental Sciences of Ukraine. Series: electronics and energetics, agriculture. Vol. 226. 115-123.
2. Bublyas, M. V. (2011). Geological action of pore solutions in the conditions of diagenesis of sedimentary rocks. Collection of scientific works of the Institute of geological Sciences of the NAS of Ukraine. Vol. 4. 39-46.
3. Gedroits, K. K. (1955). Selected works. Moscow. Selkhozgiz. 600.

4. Godelman, Y. M. (1981). Heterogeneity of the soil cover and land use. Moscow. Science. 200.

5. Medvedev, V. V. (2007). Heterogeneity of soils and precision agriculture. Part 1. Introduction to the problem. Kharkov. UAAS, 262.

6. Starodubtsev, V. M., Yatsenko, S. V., Pavlyuk, S. D., Ilyenko, V. V. (2009). Influence of water regime of Forest scrosati to the heterogeneity of the soil cover and its use. II all-Ukrainian Congress of ecologists with international participation. Ecology-2009. 23-26 September 2009. Vinnitsa. 176-179.

7. Starodubtsev, V. M., Rozstalnyy, Ye. V., Yatsenko, S. V., Bordas, A. A. (2010). Water regime scrosati as a factor of heterogeneity of the soil cover of the right-Bank forest-Steppe. Scientific Bulletin of National University of life and environmental Sciences of Ukraine. Series: Agroengineering. Vol. 149. 108-112.

8. Starodubtsev, V. M., Bogdanets, V. A. (2015). New perspective on mapping and assessment of the heterogeneity of the soil cover of forest-Steppe plains. Collection of scientific works SWorld. Issue No 1(38). 89-94.

9. Starodubtsev, V. M., Aniskevich, L. V., Urban, B. V. (2015). To assess the spatial heterogeneity of the soil cover of forest-Steppe plains. Scientific works SWorld. T. 11. Vol. 3(40). Agriculture. 4-11.

10. Starodubtsev, V. M., Aniskevich, L. V., Vlasenko, C. I. (2016). Features of the soil cover and the water regime of soils on the plains of the right Bank forest-Steppe. XV international correspondence conference "Development of science in the XXI century" (15.07.2016 years). 1 part. Kharkov. Nits "Knowledge". 152-156.

11. Starodubtsev, V. M., Komarchuk, D. S., Bogdanets, V. A., Vlasenko, C. I. (2016). New tools for the study of spatial heterogeneity of the soil cover. The Right-Bank Forest-Steppe. XV international correspondence conference "Development of science in

the XXI century" (15.07.2016 years). 1 part. Kharkov. Nits "Knowledge". 82-86.

12. Starodubtsev, V. M., Vlasenko, S. I., Basarab, G. M., Komarchuk, D. S. (2018). Spatial heterogeneity of winter wheat yields in the fields with mclosetime. Scientific reports of National University of life and environmental Sciences of Ukraine. №3 (73). 8.

13. Starodubtsev, V. M., Vlasenko, S. I., Basarab, G. M., Komarchuk, D. S. (2018). Spatial heterogeneity of the water regime and flow of a typical Chernozem of the right-Bank Ukraine. Steppes of Northern Evrasia VIII international симпозиума_1.pdf. Orenburg. 946-949. www.orensteppe.org.

Список літератури

1. Анискевич Л. В., Стародубцев В. М. Оцінка просторової неоднорідності ґрунтового покриву рівнинного Лісостепу. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. 2015. Вип. 226. С. 115–123.

2. Бублясь М. В. Геологічна дія порових розчинів в умовах діагенезу осадових порід. Збірник наукових праць Інституту геологічних наук НАН України. 2011. Вип. 4. С. 39–46.

3. Гедройц К. К. Избранные сочинения. Москва. Сельхозгиз. 1955. 600 с.

4. Годельман Я. М. Неоднородность почвенного покрова и использование земель. Москва. Наука. 1981. 200 с.

5. Медведев В. В. Неоднородность почв и точное земледелие. Часть 1. Введение в проблему. Харьков. УААН, 2007. 262 с.

6. Стародубцев В. М., Яценко С. В., Павлюк С. Д., Ілленко В. В. Вплив водного режиму мікрозападин Лісостепу на неоднорідність ґрунтового покриву та його використання. II Всеукраїнський з'їзд екологів з міжнародною участю. Ecology-2009. 23-26 вересня 2009 року. Вінниця. 2009. С. 176–179.

7. Стародубцев В. М., Розстальний В. Є., Яценко С. В., Бордусь О. О. Водний режим мікрозападин як фактор неоднорідності ґрунтового покриву правобережного Лісостепу. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: агроінженерія. 2010. Вип. 149. С. 108–112.

8. Стародубцев В. М., Богданець В. А. Новый взгляд на картування й оцінку неоднорідності ґрунтового покриву рівнинного Лісостепу. Сборник научных трудов SWorld. 2015. Выпуск №1(38). С. 89–94.

9. Стародубцев В. М., Анискевич Л. В., Урбан Б. В. К оценке пространственной неоднородности почвенного покрова равнинной Лесостепи. Научные труды SWorld. Т. 11. Вып. 3(40). 2015. Сельское хозяйство. С. 4–11.

10. Стародубцев В. М., Анискевич Л. В., Власенко І. С. Особливості ґрунтового покриву і водного режиму ґрунтів на рівнинах Правобережного Лісостепу. XV Международная заочная конференция

«Развитие науки в XXI веке» (15.07.2016 года). 1 часть. Харьков. НИЦ «Знание». 2016. С. 152–156.

11. Стародубцев В. М., Комарчук Д. С., Богданець В. А., Власенко І. С. Нові технічні засоби для дослідження просторової неоднорідності ґрунтового покриву. Правобережного Лісостепу. XV Международная заочная конференция «Развитие науки в XXI веке» (15.07.2016 года). 1 часть. Харьков. НИЦ «Знание». 2016. С. 82–86.

12. Стародубцев В. М., Власенко І. С., Басараб Р. М., Комарчук Д. С. Просторова неоднорідність врожаїв озимої пшениці на полях з мікрозападами. Наукові доповіді Національного університету біоресурсів і природокористування України. 2018. №3 (73). 8 с.

13. Стародубцев В. М., Власенко І. С., Басараб Р. М., Комарчук Д. С. Пространственная неоднородность водного режима и продуктивности типичных черноземов Правобережной Украины. Степи Северной Евразии_материалы VIII международного симпозиума_1.pdf. Оренбург. 2018. С. 946–949. www.orensteppe.org.

ПНЕВМОІНЕРЦІЙНЕ ФРАКЦІОНУВАННЯ ЗЕРНОВИХ МАТЕРІАЛІВ В ПОВІТРЯНИХ ПОТОКАХ ЗМІННОЇ СТРУКТУРИ

С. П. Степаненко, Б. І. Котов

Анотація. У роботі наведені результати теоретичного дослідження взаємодії часток компонентів зернового матеріалу при протипотокової подачі матеріалу в повітряний потік і при змінних епорах швидкості потоку вздовж осей координат. Встановлено, що використання змінної швидкості збільшує величину розщеплення траєкторій руху і ефективність розділення.

Аналізуючи отримані результати математичного моделювання балістики частинок компонентів зернового матеріалу можна визначити, що збільшення величини розщеплення (розгалуження) траєкторій руху частинок при використанні змінної швидкості повітряного потоку за координатами. Збільшення величини розщеплення траєкторій однозначно характеризує збільшення ефективності поділу компонентів зернового матеріалу на фракції по аеродинамічним властивостям, які як відомо щільно корелюють з якісними показниками зернового матеріалу.

Отримані результати досліджень процесу інерційного фракціонування свідчать про реальну можливість підвищення ефективності поділу матеріалу на фракції по аеродинамічних властивостях. Ефект епори швидкості повітря в повітряному каналі може бути використано для управління процесами поділу матеріалу на фракції.

Ключові слова: зерновий матеріал, аеродинамічні властивості, повітряний потік, траєкторія поділу частинок на фракції.

ПНЕВМОИНЕРЦИОННОЕ ФРАКЦИОНИРОВАНИЕ
ЗЕРНОВЫХ МАТЕРИАЛОВ В ВОЗДУШНЫХ
ПОТОКАХ ПЕРЕМЕННОЙ СТРУКТУРЫ

С. П. Степаненко, Б. И. Котов

Аннотация. В работе приведены результаты теоретического исследования взаимодействия частиц компонентов зернового материала при противоточной подаче материала в воздушный поток и при переменных эпюрах скорости потока вдоль осей координат. Установлено, что использование переменной скорости увеличивает величину расщепления траекторий движения и эффективность разделения.

Анализируя полученные результаты математического моделирования баллистики частиц компонентов зернового материала можно определить, что увеличение величины расщепления (ветвления) траекторий движения частиц при использовании переменной скорости воздушного потока по координатам. Увеличение величины расщепления траекторий однозначно характеризует увеличение эффективности разделения компонентов зернового материала на фракции по аэродинамическим свойствам, которые как известно плотно коррелируют с качественными показателями зернового материала.

Полученные результаты исследований процесса инерционного фракционирования свидетельствуют о реальной возможности повышения эффективности разделения материала на фракции по аэродинамическим свойствам. Эффект эпюры скорости воздуха в воздушном канале может быть использовано для управления процессами разделения материала на фракции.

Ключевые слова: зерновой материал, аэродинамические свойства, воздушный поток, траектория разделения частиц на фракции.

S. P. Stepanenko ORCID 0000-0002-9307-2796.

B. I. Kotov ORCID 0000-0003-2369-7288.

UDC 631.354.2:633.85

DETERMINATION OF INFLUENCE OF MODES OF STORAGE FRUIT AND VEGETABLE PRODUCTS IN ITS CONDITION

V. A. Muzychenko

National Scientific Centre «Institute for Agricultural Engineering and Electrification». Ukraine.

Speciality of article: 162 – biotechnology and bioengineering.

Corresponding author: moozychenko.va@gmail.com

Article history: Received – October 2019, Accepted – January 2020.

Bibl. 11, fig. 0, tabl. 0.

Abstract. We analyzed the levels of consumption of fruit and vegetable products and its losses. It proposed to use information from a storage facility on its condition to determine the effect of storage conditions on the condition. Analyzed ways of obtaining information from crop production on her condition. The necessity of providing information on the status of the storage facility, depending on the condition of the storage conditions, as well as the impact on the duration of storage modes in an analytical form. The necessity for the use of storage efficiency as the optimization and simulation mathematical modeling of the impact of external influences on the stored product. The analytical description of the production condition depending on the storage conditions allowing to determine one of modes of storage, depending on the planned storage efficiency remaining under fixed conditions. In the example according to the redox potential of plant raw material with succulent tissues of storage time the technique its exponential approximation. The dependence of the efficiency of its storage mode, which can serve as an objective function in the optimization of these regimes.

The prerequisites for simulation of the effect of external influences on the storage efficiency and optimize storage by the criterion of minimum loss mode if the controlled variables are the length of storage, and the temperature and humidity in the warehouse.

Mathematical models of processes of storage make it possible to adjust the modes during storage and predict the state of the stored object.

Key words: agricultural production, storage, efficiency, modes, mathematical modeling.

Introduction

Ensure an adequate level of food consumption remains relevant. His may be improved by reducing the loss during storage, which is more advantageous as compared to the expansion of production. The same applies to animal feed.

Further work on improving the loss reduction require analytical description of the storage process.

Formulation of problem

Investigation of product storage process and the development of new ways it requires an analytical description of the state of the product, depending on the storage conditions and storage process modeling.

Asked to assess and optimize the quality of agricultural products depending on the conditions of its cultivation [9-11].

Some growing conditions influence possible. This dose and timing of fertilizer application [12], agricultural practices, and the like. Basically the same growing conditions – it's climate and weather indicators that influence is not possible, but they are most dependent on timing of field work. Of these, the quality of the crops most significantly affected by harvesting time. Therefore, to study the effect on product quality growing conditions appropriate to use simulation techniques.

Analysis of recent research results

In 1980 he founded the annual rate of consumption per person in the Soviet Union was considered 146 kg vegetables and 120 kg fruit [1]. In 1989 this, but recommended, is the norm in Ukraine 161 kg vegetables [2]. In fact, in the Soviet Union in 1982 the consumption of vegetables was 101, and the fruit 42 kg human [3]. According to [2] in 1985, every resident of Ukraine consumes 133 kg vegetables.

At the same time state leaders recognized that the storage is lost at least one third of production. [4] Gross harvest of fruits and vegetables while approaching the standards of consumption, but the actual consumption of the losses was not enough. In 2000, losses of fruits and vegetables and other plant products with rich fabrics in storage was estimated at 30-50% [5].

However, according to [6] in Ukraine produced 6.195 million tons of vegetables and melons, and their losses in 2000 amounted to 177,000 tons, or only 2.857%. In 2016 it produced 9.998 million tons of vegetables and melons, and their losses amounted to 1.195 million tons, or 11.95%.

In such negligible losses sustainment level

vegetables and foodstuffs in melons 2016 the declared at the level of 101.6%, and fruits, berries and grapes -84.9%.

With cording to other publications modern volume of consumption of fresh vegetables, potatoes and fruits in Ukraine is 50-60% of the physiological norm. [7]

Potero in storage potatoes, vegetables and fruit make up 20-30% annually. [8]

Investing in storage products is 2-3 times more efficient than in the expansion of its production.

In contrast to the growing conditions in the storage modes can be influenced to optimize these regimes. This raises the question of the choice of optimization criteria: the minimization of losses (from disease, weight, nutrition), or minimizing the cost of production at the end of the retention period.

In any case, the optimization of the process is necessary to have quality products depending on the storage conditions in the analytical form. However, the results of studying the effect of storage conditions (as, indeed, and growing conditions) in the analytic form are practically absent, e.g. [13-15].

The [16, 17] background laid analytical description of the state of the plant product with succulent tissues, depending on its processing and storage conditions. Such a description requires information from the storage facility. For plant products with rich fabrics receive the information requested by measuring the redox potential (ORP) [18-20].

Research change ORP plant products with rich fabrics during storage give reason to use it as an indicator of the quality of products. An exponential dependence on the duration of storage of AFP with a correlation coefficient of 0.997 [21]. Simultaneously experimentally proved matching ORP changes real loss [22]. For plant material, having a lower humidity, an indicator to be determined.

Compliance dynamics ORP plant products with rich fabrics exponential dependence, as well as its compliance with the magnitude of losses [22] provides a basis to use the dynamics of ORP for predicting plant products with rich fabrics.

AFP is not the only indicator of the properties of plant products. Only plant products with succulent tissues resistance measurement can be used [23], the dielectric properties [24] technique [25-27].

Assessment of the status and quality of food products is carried out by drawing the regression equations. The dependences of the potential on growing conditions. Developed corresponding monogram [28-30].

Purpose of research

When storing any product it is important to be aware of its ability to store and the deadline within which it will have a sufficient level of consumer qualities, to know which of the batches of products under the identity of all the indicators ability to store longer and what to send to the implementation or processing Firstly. Modern methods of predicting the state of the stored products do not provide the ability to track the dynamics of indicators of the quality of stored products.

The object of research is an analytical description of

the effect of storage conditions on its efficiency, enabling the use of mathematical modeling to improve product preservation. Mathematical modeling, in turn, will make it possible to evaluate the effect of storage conditions on the state of the storage facility, as far as possible in a timely manner to change these regimes, or to predict the potential products, and therefore have information about whether to continue storing it.

Results of research

Theoretical analysis of the impact of external influences on biological objects may be based on the physical nature of the processes occurring in the object and the parameters of these effects. An example of such an analysis is given in [31]. Establish a connection of biological indicators of vegetable raw state with the physical storage performance modes are not yet represented analytically possible.

It is therefore proposed to consider the storage process as a black box on which input information on storage conditions, and the output - the indicators characterizing the state of the storage facility.

According to this principle serves to change the ORP example vegetable raw materials with rich fabrics during storage to give an analytical description of the product according to the state of storage modes, and to be able to determine the storage efficiency depending on the factors that affect this efficiency.

At the subsequent discussion we will proceed from the fact that ORP stored object corresponds to the energy of the object.

$$dP = k_1 dQ, \quad (1)$$

where: P – measure the energy state stored object;

k_1 – proportionality factor;

Q – current value of ORP stored object.

The time variation of the energy state during storage is proportional to the difference between the current value of AFP and its steady value, which is the object after its storage for an indefinite time.

$$dP = k_2 (Q - Q_\infty) dt, \quad (2)$$

where: k_2 – coefficient of proportionality;

Q_∞ – steady ORP value of the object,

t – duration of storage.

From (1) and (2) we have:

$$k_1 dQ = k_2 (Q - Q_\infty) dt. \quad (3)$$

designating

$$\frac{k_2}{k_1} = -\tau \quad (4)$$

where: τ – permanent storage duration.

After separation of variables we obtain the differential equation:

$$\frac{dQ}{Q - Q_\infty} = -\frac{dt}{\tau}. \quad (5)$$

After its integration we have:

$$\ln(Q - Q_\infty) = -\frac{t}{\tau} + \ln C. \quad (6)$$

or

$$(Q - Q_{\infty}) = Ce^{-\frac{t}{\tau}}. \quad (7)$$

Before the start of the storage, namely, when $t = 0$, the coefficient of the constant of integration is equal to one, since any number to the zero power is equal to unity, the integration constant will correspond to the expression:

$$\tilde{N} = Q_0 - Q_{\infty}. \quad (8)$$

where: Q_0 – ORP value prior to storage.

In view of the above, we obtain the relationship AFP storage facility on the duration of storage, a constant storage time, as well as on the initial and steady ORP values [32].

$$Q = Q_{\infty} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \right) + Q_0 e^{-\frac{t}{\tau}}. \quad (9)$$

Continuous duration of storage corresponds to the rate of change of production condition during storage, and thus is a measure of its ability to storage. It is important to note that it is obtained as the ratio of the coefficients of proportionality, which gives the relationship between ORP stored object and its energy state.

Comes the ORP value can provide information about the status of the storage facility at equality of his other indicators. The potential ability to be stored in those products, set a higher ORP.

Storage efficiency is defined as the ratio of the difference between the steady-state current value and ORP of the stored object to a difference between the steady-state and its initial value.

$$Y^t = \frac{Q_{\infty} - Q}{Q_{\infty} - Q_0}. \quad (10)$$

where: Y^t – storage efficiency for time changes

ORP from its initial value to steady.

From (9) and (10) have storage efficiency dependence on its duration and potential production capacity for storage, expressed by a constant storage time:

$$Y^t = e^{-\frac{t}{\tau}}. \quad (11)$$

For calculation of the duration of storage of products having potential lost, defines a constant storage time, when a predetermined storage efficiency have

$$t = -\tau \ln Y^t. \quad (12)$$

Equation (9) has two unknowns that must be determined.

Steady function value (in this case the AFP) can be determined from the measured values of its four

$$Q_{\infty} = \frac{Q_2 Q_3 - Q_1 Q_4}{Q_2 + Q_3 - Q_1 - Q_4}. \quad (13)$$

or of three values

$$Q_{\infty} = \frac{Q_2^2 - Q_1 Q_3}{2Q_2 - Q_1 - Q_3}. \quad (14)$$

When three dimensions get exhibitors who exactly runs through all three of these points. For interpolation is enough. When calculations using four exhibitor measurements accurately pass through only one data point, but more will be fully taken into account the measurement error, the whole process will be described more precisely as required for extrapolation, and one of

the goals of this work has predict the state of the stored products.

Steady function value should also be constant for the calculation of the length exponent storage having a certain initial value.

This technique requires that the interval between observations. If, during the experiment, this condition was not met, to determine the desired point, you can use an interpolation method.

The next step will be to determine the difference between the established and the current value of the function

$$\Delta Q = Q_{\infty} - Q. \quad (15)$$

The exponential dependence of the difference in duration from the process or from any other argument:

$$\Delta Q = \lambda e^{\mu t}. \quad (16)$$

where: λ μ - and approximating rates.

Subsequently we define a constant duration of storage, or any other process [33].

$$\tau = -\frac{1}{\mu} \quad (17)$$

Coefficients and correlation coefficient for the exponential dependence of AFP on the storage duration correspond to the formulas

$$\mu = \frac{\sum_{i=1}^n t_i \ln Q - \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n t_i \sum_{i=1}^n \ln Q}{\sum_{i=1}^n t_i^2 - \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n t_i \right)^2}; \quad (18)$$

$$\lambda = \exp \left[\frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n \ln Q - \mu \sum_{i=1}^n t_i \right) \right]; \quad (19)$$

$$r^2 = \frac{\left[\sum_{i=1}^n t_i \ln Q - \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n t_i \sum_{i=1}^n \ln Q \right]^2}{\left[\sum_{i=1}^n t_i^2 - \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n t_i \right)^2 \right] \left[\sum_{i=1}^n (\ln Q)^2 - \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n \ln Q \right)^2 \right]}. \quad (20)$$

Experimental verification of the relationship (9) showed that the observation for 19 days ORP changes apples gave the following results: $Q_0 = 264,3$ mV, $Q_{\infty} = 371,4$ mV, τ = days. According to these data promoted calculation AFP after 54 days of storage, the result – 346.5 mV. Result respective measuring – 354.0 mV. The difference between the estimated value and the actual ORP was 2.88%, which is quite satisfactory considering three-fold excess of storage time over the measurement duration period [21].

Permanent storage time and is an indirect measure of the ability of products to storage.

The expression (9) takes into account the effect on the storage efficiency only its duration. To investigate the influence of other factors on storage process is necessary to determine the influence of these factors in a fixed storage time. All of them were taken into account is impossible, and for each type of product they are different and well-known, but the shelf life is always crucial.

Typically, products with high moisture content greatest influence temperature and low – humidity

environment.

On products is influenced by other factors, such as the gas composition of the medium, aeration regimes and m. P.

In general, the storage efficiency is described by the dependence

$$Y = f(x_1, x_2, x_3 \dots x_n). \quad (21)$$

where: $x_1, x_2, x_3 \dots x_n$ – indicators of factors affecting on storage efficiency.

The dependence of the efficiency of the storage of its duration, defined based on ORP measurements, gives reason to use this method to obtain analytical relations storage efficiency of other factors.

This entails the need for the approximation of the existing table data corresponding dependencies. The next assumption is that it should be an exhibitor, as the dependence of the most relevant processes occurring in biological objects.

Then for storage efficiency depending on the duration, temperature and ambient humidity

$$Y^{t, \theta, W} = f(t, \theta, W). \quad (22)$$

where: θ – ambient temperature;

W – ambient humidity,

we have

$$Y^{t, \theta, W} = 1 - e^{-\frac{W}{w}} - e^{-\frac{\theta}{g}} - e^{-\frac{t}{\tau}} + e^{-\frac{W}{w}} e^{-\frac{\theta}{g}} + e^{-\frac{W}{w}} e^{-\frac{t}{\tau}} + e^{-\frac{\theta}{g}} e^{-\frac{t}{\tau}} - e^{-\frac{W}{w}} e^{-\frac{\theta}{g}} e^{-\frac{t}{\tau}}. \quad (23)$$

where: g – constant temperature change influence environment;

w – constant humidity changes influence environment.

Similar dependencies can be obtained from a larger number of factors influencing the efficiency of storage.

The dependence (23) allows specifying the desired storage efficiency and temperature and humidity in storage to determine the allowable storage time provided that based on the condition of your products from temperature and humidity correspond to the exponent.

$$t = -\tau \ln \left(1 - \frac{Y^{t, \theta, w}}{1 - e^{-\frac{\theta}{g}} - e^{-\frac{W}{w}} + e^{-\frac{W}{w}} e^{-\frac{\theta}{g}}} \right). \quad (24)$$

Similarly obtained the valid values of humidity and temperature.

$$\theta = -g \ln \left(1 - \frac{Y^{t, \theta, w}}{1 - e^{-\frac{W}{w}} - e^{-\frac{t}{\tau}} + e^{-\frac{W}{w}} e^{-\frac{t}{\tau}}} \right). \quad (25)$$

$$W = -w \ln \left(1 - \frac{Y^{t, \theta, w}}{1 - e^{-\frac{t}{\tau}} - e^{-\frac{\theta}{g}} + e^{-\frac{t}{\tau}} e^{-\frac{\theta}{g}}} \right). \quad (26)$$

According to (23-26) can be used for simulation of the influence of external factors on efficiency of storage.

Using exponents to approximate the results of a study of the influence of designer factors on the efficiency of storage is not the only possible one. The main argument in favor of using one or another form of addition has its highest correlation ratio.

The dependence of storage efficiency on the temperature and humidity are more consistent with the parabolas, since they most often have an optimum (extremum). However, the principle of using three or more exponential dependencies suitable for determining the effectiveness of the storage and modelling of the process, with other factors influencing this effectiveness.

A parabolic dependence of storage efficiency on temperature

$$Y^\theta = a_1 \theta^2 + a_2 \theta + a_3, \quad (27)$$

where: a_1, a_2 and a_3 – experimental factors, gives the possibility by equating its first derivative to zero to determine the optimal storage temperature

$$\theta_{opt} = -\frac{a_2}{2a_1}. \quad (28)$$

In this case, the storage efficiency may be determined by any known method, including the measurement of ORP.

A similar dependence of storage efficiency from humidity

$$Y^W = m_1 W^2 + m_2 W + m_3. \quad (29)$$

where: m_1, m_2 and m_3 – experimental coefficients.

Accordingly, the optimum moisture content in the repository

$$W_{opt} = -\frac{m_2}{2m_1}. \quad (30)$$

In the study of the influence of one factor on efficiency of storage the other factors should remain unchanged.

To determine the dependence of storage efficiency from two factors, for example, the temperature and humidity in the vault, you need to determine according to the experimental factors included in the expression (27) from moisture, namely:

$$a_1 = b_1 W^2 + b_2 W + b_3, \quad (31)$$

$$a_2 = c_1 W^2 + c_2 W + c_3, \quad (32)$$

$$a_3 = d_1 W^2 + d_2 W + d_3 \quad (33)$$

where: b_1 - b_3, c_1 - c_3 and d_1 - d_3 – experimental coefficients.

The dependence of storage efficiency on temperature and humidity

$$Y^{\theta, W} = b_1 W^2 + b_2 W + b \theta^2 + c_1 W^2 + c_2 W + c_3 \theta + d_1 W^2 + d_2 W + d_3. \quad (34)$$

This dependence is also easy to be differentiation with the aim of determining an optimum one of the parameters of the environment.

According to (27-34) give the relationship between efficiency of storage, temperature and humidity in the vault, either separately or together.

Thus, the preconditions for storage optimization process, under controlled temperature and humidity storage.

To do this optimization criterion defined with (minimum losses during storage or minimum cost storage process), and to determine the maximum permissible boundary values of adjustable parameters and to develop an algorithm corresponding calculations.

However, along with the parameters of the medium must also be considered and duration of storage.

Permanent storage duration carries information about the potential ability of an object to storage. The first is biological properties of the object. However, because the duration of storage is largely dependent on the temperature and humidity, these factors should affect the permanent storage duration.

Effect of temperature on a permanent storage duration will correspond expression

$$\tau = g_1\theta^2 + g_2\theta + g_3. \quad (35)$$

where: g_1 , g_2 and g_3 – the experimental factors.

Then the dependence of the efficiency of its storage duration and storage temperature will be

$$Y^{t,\theta} = e^{-\frac{t}{g_1\theta^2 + g_2\theta + g_3}}. \quad (36)$$

where we have the dependence of the duration of storage of the temperature in the storage and storage efficiency

$$t = -(g_1\theta^2 + g_2\theta + g_3) \ln Y^{t,\theta}. \quad (20)$$

Effect of humidity on the permanent storage duration will correspond expression

$$\tau = q_1W^2 + q_2W + q_3 \quad (37)$$

where: q_1 , q_2 and q_3 – experimental factors.

Similarly, the dependence of the efficiency of storage of its duration and the humidity in storage will

$$Y^{t,W} = e^{-\frac{t}{q_1W^2 + q_2W + q_3}}. \quad (38)$$

where we have the dependence of the duration of storage of the temperature in the storage and storage efficiency, namely:

$$t = -(q_1W^2 + q_2W + q_3) \ln Y^{t,W}. \quad (39)$$

Based on (27, 29, 31-33, 35 and 37) obtained on the basis of direct measurements of losses during storage. The corresponding dependence of the storage efficiency obtained by measuring the ORP or other indicators of the object state storage will be the following:

the dependence of storage efficiency that is ego duration and temperature in the vault

$$Y^{t,\theta} = \frac{Q_\infty - Q_0 \left(1 - e^{-\frac{t}{g_1\theta^2 + g_2\theta + g_3}} \right) + Q_0 e^{-\frac{t}{g_1\theta^2 + g_2\theta + g_3}}}{Q_\infty - Q_0}, \quad (40)$$

and the dependence of storage efficiency that is ego duration and humidity in the vault

$$Y^{t,W} = \frac{Q_\infty - Q_0 \left(1 - e^{-\frac{t}{q_1W^2 + q_2W + q_3}} \right) + Q_0 e^{-\frac{t}{q_1W^2 + q_2W + q_3}}}{Q_\infty - Q_0}. \quad (41)$$

The expression (35-41) can be used to simulate the storage process vegetable raw materials with rich fabrics. They give the relationship between the three parameters of the four: effectiveness and duration of storage, as well as humidity and temperature in storage, which is sufficient for simulation.

The foregoing is valid at any combination of factors affecting the process and storage can be used to study the process of storing any product.

The abundance of experimental factors explained by the fact that modeling is required to be based on the results of previous studies.

The object is to obtain further analytical work efficiency dependence storage on three factors, namely its duration, as well as temperature and humidity, or any other gaseous medium in the storage.

Experience studies the impact of external influences on the state of the storage object shows that it is these factors have the most significant impact. However, not excluded the need to study the simultaneous effect on the storage facility is four or more factors.

Conclusions

1. Consumption of vegetables and fruits in Ukraine lags behind the rational norms.

2. Most cheap way to increase consumption of this product – reducing its losses, primarily due to the optimization of storage modes.

3. Despite the abundance of descriptions of the impact of various factors on the effectiveness of the storage process, the analytical expressions, which should be an integral part of mathematical models of this process are unknown.

4. To predict the state of the storage facility and adjustment modes of storage in the course of his proposed analytical relationships that let you create optimization and simulation models of the storage process.

5. The analytical curves were obtained thanks to the state information storage object obtained during the storage process itself.

References

1. Vinnikova, L. G., Dudkin, M. S., Petukhov, S. D. (1990). Influence of pishevih concentrates of fiber of bran on the technological properties of meat systems. Food technology. No 2-3. P. 52-54.
2. Dmitriev, A., Kotrowski, A., Salahina, E. (2007). Tradicional products of soybean processing in the production of semi-finished products machines. Meat technology. No 9. P. 72-73.
3. Drozdovskaya, L. (2007). Latest technology in the production of semi-finished products. Meat technology. No 11. 39 p.
4. DSTU 4437. (2005). Napupulot m + TA m yaso-roslynn scan. TU.
5. Zhuravskaya, N., Alekhine, L., Treshnikov, L. (1985). Research and quality control of meat and meat products. Moscow. Agropromizdat, 296 p.
6. Kozlov, A. (2007). New possibilities in the production of natural products. Meat technology. No 8. P. 40-41.
7. Kurchaeva, E., Maksimov I., Manusov, V. (2006). Vegetable protein sources in combined meat products. Food industry. No 1. 90 p.
8. Kushnir, Y. (2004). Substances that increase the adhesion and the amount of water-binding capacity. The products and ingredients. No 5 (6). P. 12-13.

9. Lisitsin, A., Litvinova, E., Kotenkova, I., Osipova, G. (2002). Rheological characteristics of ground beef with alginates. The meat industry. No 7. P. 50-52.

10. Nikolaev, S., Kuznetsova, Y., Bobreneva, I. (2004). Modeling of the formulations of meat chopped semi-finished products. Meat industry. No 10. P. 51-53.

11. Antipova, L. V., Glotova, I. A., Rogov, I. A. (2001). Research methods of meat and meat products. Moscow. Ear. 376 p.

Список літератури

1. Винникова Л. Г., Дудкин М. С., Патюков С. Д. Влияние концентратов пищевых волокон отрубей на технологические свойства мясных систем. Известия ВУЗов. Пищевая технология. 1990. №2-3. С. 52–54.

2. Дмитриев А., Котровский А., Салахина Е. Традиционные продукты переработки сои в производстве мясных полуфабрикатов. Мясные технологии. 2007. №9. С. 72–73.

3. Дроздовская Л. Новейшие технологии в производстве полуфабрикатов. Мясные технологии. 2007. № 11. 39 с.

4. ДСТУ 4437:2005. Напівфабрикати м'ясні та м'ясо-рослинні січені. ТУ.

5. Журавская Н., Алехина Л., Отрешикова Л. Исследование и контроль качества мяса и мясopодуков. Москва. Агропромиздат, 1985. 296 с.

6. Козлов А. Новые возможности в производстве натуральных полуфабрикатов. Мясные технологии. 2007. № 8. С. 40–41.

7. Курчаева Е., Максимов И., Манжесов В. Растительные источники белка в комбинированных мясных продуктах. Пищевая промышленность. 2006. № 1. С. 90.

8. Кушнир Ю. Вещества, повышающие адгезию и величину водосвязывающей способности. Продукты & ингредиенты. 2004. № 5 (6). С. 12–13.

9. Лисицин А., Литвинова Е., Коченкова И., Осипова Г. Реологические характеристики мясного фарша с альгинатами. Мясная индустрия. 2002. № 7. С. 50–52.

10. Николаева С., Кузнецова Ю., Бобренева И. Моделирование рецептур мясных рубленых полуфабрикатов. Мясная индустрия. 2004. № 10. С. 51–53.

11. Антипова Л. В., Глотова И. А., Рогов И. А. Методы исследования мяса и мясных продуктов. Москва. Колос. 2001. 376 с.

ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ РЕЖИМІВ ЗБЕРІГАННЯ ПЛОДООВОЧЕВОЇ ПРОДУКЦІЇ НА ЇЇ СТАН

В. А. Музыченко

Анотація. Проаналізовано рівні споживання плодовоовочевої продукції та її втрат. Запропоновано використовувати інформацію від об'єкта зберігання про його стан для визначення впливу умов зберігання на цей стан. Проаналізовано способи отримання інформації від продукції рослинництва про її стан. Обґрунтовано необхідність надання інформації про стан об'єкта зберігання, залежно цього стану від

режимів зберігання, а також впливу режимів зберігання на його тривалість в аналітичному вигляді. Обґрунтовано необхідність використання для підвищення ефективності зберігання як оптимізаційне, так і імітаційне математичне моделювання впливу зовнішніх впливів зберігається на продукцію. Отримано аналітичний опис залежності стану продукції від режимів зберігання, що дозволяють визначати один з режимів зберігання в залежності від планової ефективності зберігання при фіксованих інших режимах. На прикладі залежності окислювально-відновного потенціалу рослинної сировини з соковитими тканинами від тривалості зберігання викладена методика її апроксимації експонентою. Отримана залежність ефективності зберігання від її режимів, яка може служити цільовою функцією при оптимізації цих режимів. Створені передумови для імітаційного моделювання впливу зовнішніх впливів на ефективність зберігання та оптимізації режимів зберігання за критерієм мінімуму втрат, якщо регульованими змінними є тривалість зберігання, а також температура і вологість повітря в сховищі. Математичні моделі процесів зберігання дають можливість корегувати режими в процесі зберігання і прогнозувати стан зберігаються об'єктів.

Ключові слова: сільськогосподарська продукція, зберігання, ефективність, режими, математичне моделювання.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЛИЯНИЯ РЕЖИМОВ ХРАНЕНИЯ ПЛОДООВОЩНОЙ ПРОДУКЦИИ НА ЕЁ СОСТОЯНИЕ

В. А. Музыченко

Аннотация. Проанализированы уровни потребления плодовоовощной продукции и её потерь. Предложено использовать информацию от объекта хранения о его состоянии для определения влияния условий хранения на это состояние. Проанализированы способы получения информации от продукции растениеводства о её состоянии. Обоснована необходимость предоставления информации о состоянии объекта хранения, зависимости этого состояния от режимов хранения, а также влияния режимов хранения на его продолжительность в аналитическом виде. Обоснована необходимость использования для повышения эффективности хранения как оптимизационное, так и имитационное математическое моделирование влияния внешних воздействий на хранящуюся продукцию. Получено аналитическое описание зависимости состояния продукции от режимов хранения, позволяющие определять один из режимов хранения в зависимости от плановой эффективности хранения при фиксированных остальных режимах. На примере зависимости окислительно-восстановительного потенциала растительного сырья с сочными тканями от продолжительности хранения изложена методика её аппроксимации экспонентой. Получена зависимость эффективности хранения от её режимов, которая может служить целевой функцией при оптимизации этих режимов.

Созданы предпосылки для имитационного моделирования влияния внешних воздействий на эффективность хранения и оптимизации режимов хранения по критерию минимума потерь, если регулируемые переменными являются продолжительность хранения, а также температура и влажность воздуха в хранилище. Математические модели процессов хранения дают возможность корректировать режимы в процессе хранения и прогнозировать состояние хранящихся объектов.

Ключевые слова: сельскохозяйственная продукция, хранение, эффективность, режимы, математическое моделирование.

V. A. Muzychenko ORCID 0000-0003-2135-8522.

UDC 693.546

USE MODED BAR OF VARIABLE CROSS SECTION IN VIBRATION ANALYSIS OF TELESCOPIC BOOM SYSTEM OF TRUCK-MOUNTED CRANES

I. M. Sivak, Yu. V. Chovnyuk

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Ukraine

Speciality of article: 133 – industry engineering.

Corresponding authors: ychovnyuk@ukr.net

Article history: Received – October 2019, Accepted – January 2020.

Bibl. 13, fig. 3, tabl. 0.

Abstract. The discrete-continual model of the rod of variable section for the analysis of oscillations of telescopic rotor systems of cranes is substantiated.

As methods for solving the basic equations (for bending type oscillations), the methods of Ritz and Budnov-Galerkin using the Relay formula are used to calculate the proper frequency of oscillations of the considered system using a model with lumped parameters (discrete models) and taking into account the distributed properties of the systems being studied.

The approaches used for the thorough analysis of the continual (distributed) properties of telescopic boom systems of mobile cranes and the analysis of variations of oscillations (longitudinal, twisting and bent) of telescopic boom systems of autocranes taking into account the circumstances of mass distribution along the arrow (rod) with a variable section of the rod along its length.

Approximate methods of analysis and improvement of methods for calculating various types of oscillations that arise in the rods of a variable section are presented, within the framework of consideration of telescopic boom systems of cranes as having discrete - continual properties.

Equations are constructed using the Bubnov-Galerkin method in the problems of longitudinal or steep oscillations of telescopic rotor systems of cranes.

Key words: model, rod, variable section, analysis, oscillations, telescopic boom system, truck cranes.

Introduction

To analyze the kinds of oscillations (longitudinal, twisting and bending) telescopic boom cranes systems should take into account the fact that the weight is distributed along the arrows (core) and core section is variable along its length.

In this case, instead of, for example, the classical equation of longitudinal vibrations (when constant-section rod) must come from one of the following equations:

$$c_1^2 \cdot \frac{\partial}{\partial x} \left(S \cdot \frac{\partial u}{\partial x} \right) = S \cdot \left(\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \right), \quad (1)$$

where: c_1 – velocity of longitudinal vibrations propagating in the core, S – area of its cross section $S = S(x)$
 $u = u(x, t)$ – Longitudinal movement of arbitrary cross-section of the rod, x – longitudinal coordinate (along the core axis), t – time.

Equation core twisting oscillations should be considered as:

$$c_1^2 \cdot \frac{\partial}{\partial x} \left(I \cdot \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right) = I \cdot \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2}, \quad (2)$$

where: c_1 – speed twisting waves propagating in the core, I – polar moment of inertia of the rod, $I = I(x)$, $\varphi = \varphi(x, t)$ – angle cross-section of the rod relative to its axis (x in any section of the rod).

Equation transverse (bending) oscillations of the rod should be seen in the following form:

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EI \cdot \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right) = -m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}, \quad (3)$$

where: EI – bending stiffness of the rod, $EI = EI(x)$, m – weight rod, $y(x, t)$ – arbitrary displacement rod section (x) in the direction perpendicular to its axis.

It should be noted that the equations (1)-(3) using similar substitutions could lead to ordinary differential equations for the function $X(x)$:

$$(S \cdot X')' + \frac{P}{c_1^2} \cdot S \cdot X = 0; \quad (I \cdot X')' + \frac{P}{c_1^2} \cdot I \cdot X = 0;$$

$$(E \cdot I \cdot X'')'' - m P^2 \cdot X = 0, \quad (4)$$

bar near where function means differentiation with respect to spatial coordinates x , and the other equation for the function $T(t)$.

Formulation of problem

Basic models of telescopic boom cranes investigated in [1-21]. However, the authors of these works use models with lumped parameters (ie discrete model) and do not include distributed properties of the systems. The

authors of this study, it is advisable to use approaches developed in [8] for a comprehensive analysis is continual (distributed) properties telescopic jib cranes systems.

Analysis of recent research results

Issued above equation (1) – (4) are variable factors dependent on x . Solution in closed form is available only in certain cases where the variable $S(x)$, $I(x)$, $J(x)$ by special dependency and, in general, is the transition to approximate methods (where $J(x)$ – point inertia in the core section x , and E – in the above (3) is elastic modulus (Young's) core material). Some of these approximate methods are set forth below in connection with the need to analyze and improve methods for calculating the different types of vibrations that occur in the core variable section within review telescopic jib cranes as such systems with discrete – continuum properties.

Purpose of research

The purpose of the work is the justification of approximate methods for the analysis of different kinds of vibrations arising in telescopic boom cranes systems that take into account their discrete - continuum properties.

To achieve these objectives in this study will be part on the work [8].

Results of research

Below are justified and some methods of approximate solutions of bending vibration rods constant and variable section that allow variables to investigate fluctuations telescopic jib cranes systems.

1. Vereshchagin method (for permanent core section). Composition and solve the differential equation of free oscillations console (model telescopic boom cranes system that is in operation (the unfolded throughout dovzhnyu state). We use the approach of [9]. We believe that the ends (free) console is a load, which has finite moment of inertia (Fig. 1 a), in addition, neglect beam weight compared to the weight of cargo. Fig. 1 introduced the following notation: l – the length of the console, EI – its bending stiffness, m – weight cargo, q – its radius of inertia.

The proposed system has two degrees of freedom of movement, and generalized coordinates for convenient and appropriate to choose a console deflection and rotation angle φ end console (Figure 1b).

For the purposes of differential equations of motion and use the reverse method, consider bending lagless skeleton, which is shown in Fig. 1.

External forces are inertia load $-m \cdot \ddot{q}$. then: $\ddot{\varphi}$

$$y = \delta_{11} - m \ddot{q}, \quad \varphi = -m \cdot \delta_{12} - m \ddot{q} \cdot \ddot{\varphi} - m \ddot{y} \cdot \ddot{\varphi} \cdot \delta_{12} \ddot{\varphi} \delta_{22} \quad (5)$$

This point was over a function of mean differentiation over time t .

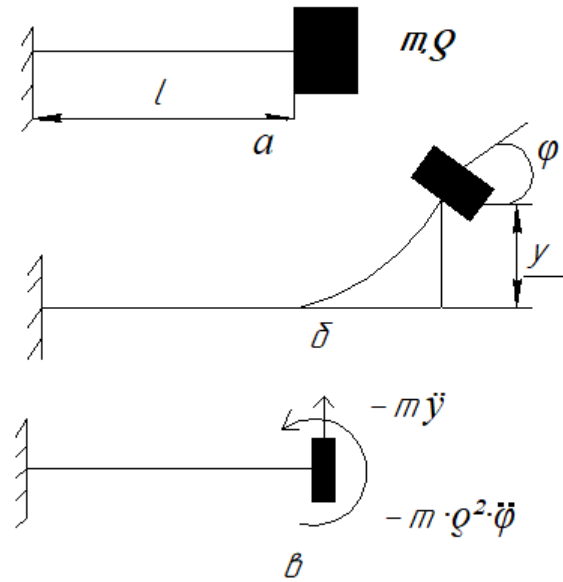


Fig. 1. Diagram console by Vereshchagin

Factors influence δ_{11} , δ_{12} , δ_{21} , δ_{22} available methods of strength of materials, for example, using the formula Vereshchagin. In this case, they are expressed as follows:

$$\delta_{11} = \frac{l^3}{3EI}, \delta_{12} = \frac{l^2}{2EI}, \delta_{22} = \frac{l}{EI}. \quad (6)$$

Thus the differential equations of motion take the form:

$$\begin{cases} m \cdot \ddot{y} \cdot \frac{l^3}{3EI} + m \ddot{q}^2 \cdot \ddot{\varphi} \cdot \frac{l^2}{2EI} + y = 0; \\ m \cdot \ddot{y} \cdot \frac{l^2}{2EI} + m \ddot{q}^2 \cdot \ddot{\varphi} \cdot \frac{l}{EI} + \varphi = 0; \end{cases} \quad (7)$$

Partial solution (7) provided (stability criterion) Sylvester equilibrium for the considered system (consider this criterion is met) can be written as:

$$q_j = \sin(kt + \alpha), j = (1, 2). A_j \quad (8)$$

These expressions described monoharmonic oscillatory mode with frequency k , the total for all coordinates (ie y and φ). (Note that when the Sylvester criterion system which is derived from the equilibrium, provides free oscillations) q_j .

Substituting (8) in the differential equation (7), we obtain a homogeneous system:

$$\begin{cases} \left(\frac{ml^3}{3EI} \cdot k^2 - 1 \right) \cdot m \ddot{q}^2 \cdot \frac{l^2}{2EI} \cdot k^2 \cdot A_2 = 0; \\ \frac{ml^2}{2EI} \cdot k^2 \cdot A_1 + \left(\frac{m \ddot{q}^2 \cdot l}{EI} \cdot k^2 - 1 \right) \cdot A_2 = 0. \end{cases} \quad (9)$$

Equating to zero the determinant of the system (9), we obtain the following frequency equation:

$$\frac{m^2 \ddot{q}^2 l^4}{12 \cdot (EI)^2} \cdot k^4 - \left(\frac{m \ddot{q}^2 l}{EI} + \frac{ml^3}{3EI} \right) \cdot k^2 + 1 = 0. \quad (10)$$

Its roots have the following form:

$$k_{1,2}^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{\left(\frac{m \ddot{q}^2 l}{EI} + \frac{ml^3}{3EI} \right)}{\left[\frac{m^2 \ddot{q}^2 l^4}{12 \cdot (EI)^2} \right]} \pm \left\{ \frac{1}{4} \cdot \frac{\left(\frac{m \ddot{q}^2 l}{EI} + \frac{ml^3}{3EI} \right)^2}{\left[\frac{m^2 \ddot{q}^2 l^4}{12 \cdot (EI)^2} \right]^2} - \left[\frac{m^2 \ddot{q}^2 l^4}{12 \cdot (EI)^2} \right]^{-1} \right\}^{\frac{1}{2}}. \quad (11)$$

$q \ll 1$ have from (11):

$$k_1^2 \approx \frac{3EI}{ml^3} \left(1 - \frac{q \ddot{q}^2}{4l^2} \right); \quad k_2^2 \approx \frac{qEI}{ml^3} \cdot \left(1 + \frac{ul^2}{q \ddot{q}^2} \right). \quad (12)$$

To find their own forms of oscillations of the system will create relationship (A_1 / A_2) from the first equation of (9):

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{(1 - \frac{ml^3}{3EI} k^2)}{(mq^2 \cdot \frac{l^2}{2EI} k^2)}. \quad (13)$$

Substituting here each of the found values and higher (by formulas (11) or (12)) $k_1^2 k_2^2$ have:

$$x_{21} \approx -\frac{A_{21}}{A_{11}} \frac{3}{2l} x_{22} = -\frac{A_{22}}{A_{12}} \frac{2l}{3q^2}. \quad (14)$$

These value (14) characterizing their two forms (Fig. 2, b).

As shown in Figure 2, the first own form has a relatively low load angle and the second form – relatively small deflection end of the console.

Find the data traffic law system if its equilibrium is disturbed is applied to the center of gravity of the cargo instant momentum $\tilde{s}$.

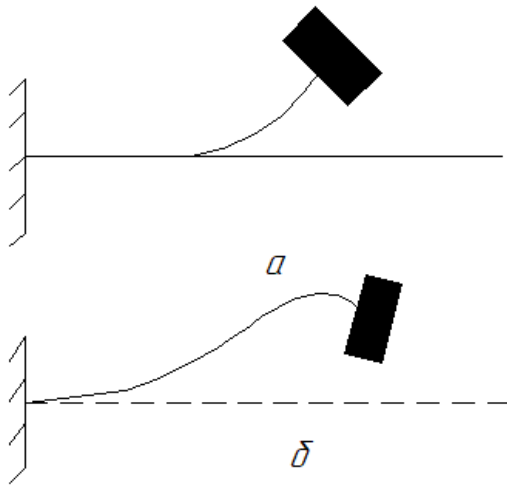


Fig. 2. Proper form fluctuations Console

In this case, the initial conditions must be formulated as follows:

$$y(0) = 0, (\dot{y})_0 = 0, \varphi(0) = 0 = 0, \dot{\varphi}_0 = \frac{\tilde{s}}{m} \dot{\varphi}. \quad (15)$$

General solution now looks like:

$$\begin{cases} y = A_{11} \cdot \sin(k_1 t + \alpha_1) + A_{12} \cdot \sin(k_2 t + \alpha_2) \\ \varphi = A_{21} \cdot \sin(k_1 t + \alpha_1) + A_{22} \cdot \sin(k_2 t + \alpha_2) \end{cases} \quad (16)$$

Substituting here from (16) found the ratio of amplitudes (14), we find:

$$\begin{cases} y = A_{11} \cdot \sin(k_1 t + \alpha_1) + \\ + A_{12} \cdot \sin(k_2 t + \alpha_2), \\ \varphi = \frac{3}{2l} \cdot A_{11} \cdot \sin(k_1 t + \alpha_1) - \\ - \frac{2l}{3q^2} \cdot A_{12} \cdot \sin(k_2 t + \alpha_2). \end{cases} \quad (17)$$

To determine the four unknowns use the above initial conditions (15) $A_{11}, A_{12}, \alpha_1, \alpha_2$:

$$\begin{cases} A_{11} \cdot \sin \alpha_1 + A_{12} \cdot \sin \alpha_2 = 0; \\ \frac{3}{2l} \cdot A_{11} \cdot \sin \alpha_1 - \\ - \frac{2l}{3q^2} \cdot A_{12} \cdot \sin \alpha_2 = 0; \\ A_{11} \cdot k_1 \cdot \cos \alpha_1 + A_{12} \cdot k_2 \cdot \cos \alpha_2 = \\ = \frac{\tilde{s}}{m}; \frac{3}{2l} \cdot A_{11} \cdot k_1 \cdot \cos \alpha_1 - \\ - \frac{2l}{3q^2} \cdot A_{12} \cdot k_2 \cdot \cos \alpha_2 = 0. \end{cases} \quad (18)$$

Hence we find:

$$A_{11} = \frac{\tilde{s} \cdot l^2}{\sqrt{3mlEI}}, A_{12} = \frac{q\tilde{s} \cdot g^2}{8l \cdot \sqrt{mlEI}}, \alpha_1 = 0; \alpha_2 = 0. \quad (19)$$

Accordingly, the motion is described by the equations:

$$\begin{cases} y(t) = \frac{\tilde{s} \cdot l^2}{\sqrt{mlEI}} \cdot \left[\frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \sin k_1 t + \frac{9}{8} \cdot \frac{g^2}{l^3} \cdot \sin k_2 t \right]; \\ \varphi(t) = \frac{\tilde{s} \cdot l}{\sqrt{mlEI}} \cdot \left[\frac{\sqrt{3}}{2} \cdot \sin k_1 t - \frac{3}{4} \cdot \frac{g}{l} \cdot \sin k_2 t \right]. \end{cases} \quad (20)$$

2. Ritz method.

Wonder several functions, $(x), \dots, (x)$, each of which meets the geometric boundary conditions of the problem and form function $f(x)f_1(x)f_2f_n$ as the sum of:

$$f(x) = \dots + \bar{c}_1 \cdot f_1 + \bar{c}_2 \cdot f_2 + \bar{c}_n f_n \quad (21)$$

Substituting the function (21) in Rayleigh formula:

$$p^2 = \frac{\int_0^l EI \cdot (f'')^2 dx}{\int_0^l m f^2 dx}, \quad (22)$$

then the result will depend on the particular choice of ratios $\bar{c}_1, \bar{c}_2, \dots, \bar{c}_n$.

Ritz method allows the use of a simple idea: coefficients $\bar{c}_1, \bar{c}_2, \dots, \bar{c}_n$.

Must be chosen so that the calculation formula (22) would give the least importance to. Theorem Rayleigh follows that such a choice would be the best (if this system function) $p^2 f_i$.

Minimum conditions have the form p^2 :

$$\frac{\partial}{\partial \bar{c}_i} \left[\frac{\int_0^l EI \cdot (f'')^2 dx}{\int_0^l m f^2 dx} \right] = 0 \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (23)$$

ie:

$$\left[\frac{\partial}{\partial \bar{c}_i} \int_0^l EI \cdot (f'')^2 dx \right] \cdot \left[\int_0^l m f^2 dx \right] - \left[\frac{\partial}{\partial \bar{c}_i} \int_0^l m f^2 dx \right] \cdot \left[\int_0^l EI \cdot (f'')^2 dx \right]. \quad (24)$$

Divide equation (24) integral to and including the formula (22) $\int_0^l m f^2 dx$ have:

$$\frac{\partial}{\partial \bar{c}_i} \int_0^l [EI \cdot (f'')^2 - p^2 \cdot m f^2] dx = 0, i = 1, 2, \dots, n. \quad (25)$$

Equation (25) is relatively homogeneous and linear, ..., and their number is equal to the number of members of the expression (21). Equating to zero the determinant composed of coefficients at, ..., will have a frequency equation. This equation not only gives a good approximation for naymenschoyi frequency, but also identifies (but less accurate) value higher frequencies. It can be found as much frequency as components made in expression (21) $\bar{c}_1 \bar{c}_2 \bar{c}_1 \bar{c}_2$.

Ritz method as Rayleigh method allows to solve the problem in the case of discontinuous functions and EI m, when these functions are different analytical expressions for different parts of the beam length / console.

Define by Ritz lowest natural frequency of transverse vibrations console variable section, which has a thickness equal to the conventional section.

Height varies linearly (Fig. 3):

$$h_x = x; I = \frac{h^3}{12} \cdot \frac{x^3}{(12l^3)}; m = g h \cdot \frac{x}{l}. \quad (26)$$

For the approach of looking for solution of using:

$$f(x) = \bar{c}_1 \cdot \left(1 - \frac{x}{l}\right)^2 + \bar{c}_2 \cdot x \cdot \frac{(1-x/l)^2}{l}. \quad (27)$$

Each member of this example satisfies the boundary conditions of the problem:

$$f_1 = 0, f_2 = 0, f'_1 = 0, f'_2 = 0, x = 0. \quad (28)$$

If limited to one member, then get Rayleigh method (error of about 3%):

$$p = 1,582h \frac{\sqrt{E}}{l^2}. \quad (29)$$

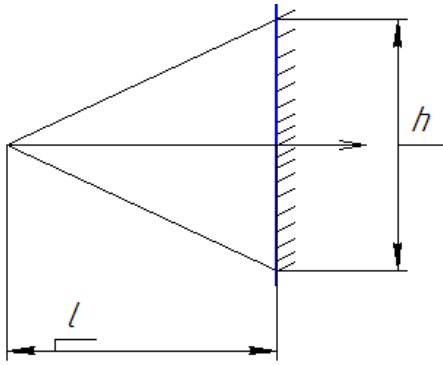


Fig. 3. Diagram console (26)

To get a better approximation, we take two terms of the expansion. Substituting them into expression (25), then we will have integral values:

$$h^3 \cdot \frac{[(\bar{c}_1 - 2\bar{c}_2)^2 + 24 \cdot \bar{c}_2 \cdot \frac{(\bar{c}_1 - 2\bar{c}_2)}{5} + 6 \cdot \bar{c}_2^2]}{(12l^3)} - p^2 \cdot ghl \cdot \neq + 0, \frac{(\bar{c}_1^2 + \frac{2\bar{c}_1\bar{c}_2}{105} + \frac{\bar{c}_2^2}{280})}{E} \quad (30)$$

Differentiating the expression (30) on the first then on, we will have: $\bar{c}_1, \bar{c}_2$

$$\left\{ \begin{aligned} \left[\frac{Eh^2}{(12gl^4)} - \frac{p^2}{30} \right] \cdot \bar{c}_1 + \left[\frac{Eh^2}{(20gl^4)} - \frac{p^2}{105} \right] \cdot \bar{c}_2 &= 0, \\ \left[\frac{Eh^2}{(12gl^4)} - \frac{p^2}{105} \right] \cdot \bar{c}_1 + \left[\frac{Eh^2}{(20gl^4)} - \frac{p^2}{280} \right] \cdot \bar{c}_2 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (31)$$

Equating to zero the determinant composed of coefficients of these equations (31), we obtain the equation frequency. Its roots:

$$p_1 = 1,536h \cdot \frac{\sqrt{E}}{l^2}; p_2 = 4,994h \cdot \frac{\sqrt{E}}{l^2}. \quad (32)$$

Find the exact value differs by only 0,1% p_1 .

3. Bubnov - Galerkin.

In the simplest version of the method according to equation (3) should be in place $X(x)$ approximately expose selected expression $f(x)$, which has one uncertain parameter and then form the equation:

$$\int_0^l [(E \cdot I \cdot f) - mp^2 \cdot f] f dx = 0. \quad (33)$$

This equation expresses the vanishing of a possible work being done by force of elasticity and inertia of moving $f(x)$.

If we take $f(x)$ as (21) and examine each of the components (x) , as a possible move then instead of (33) will have a ratio that expresses the vanishing of the possible: f_i

$$\int_0^l [(EI \cdot f''') - mp^2 \cdot f] \cdot f_i \cdot dx = 0, i = 1, 2 \dots (34)$$

Such equations can be written as many constituents have adopted the expression (21). Each of equations (34) and has a uniform uncertain size, ... in the first degree $\bar{c}_1 \bar{c}_2$.

Equating to zero the determinant of the system (34), will have a frequency equation.

Bubnov-Galerkin has one feature, which refers to the boundary conditions. If the function (x) satisfy only geometric boundary conditions (as stated above, the following functions can be used in solving the problem Ritz method), then it can lead to significant errors in

applying the Bubnov-Galerkin. If the selection of features not consider power boundary conditions (for example, to ignore the conditions and at the free end beams / console or on the rocker bearing condition), then it will implicitly acknowledged the existence of the ends of the beam boundary conditions, which in reality is not. This occurs $f_i f_i(x) f_i'' = 0 f_i''' = 0 f_i'' = 0$.

Error because the expression (34) will come nonexistent work effort. To compensate for the errors should subtract the left side of the expression (34) "extra" work of boundary conditions (collectively Bubnov-Galerkin). Usually do another take over functions previously not only geometric, but also force boundary conditions. With this feature by selecting Ritz and Galerkin give the same results.

Define Bubnov-Galerkin lowest incidence of transverse vibrations console discussed above in the preceding paragraph.

Accepted forms as fluctuations Console expression:

$$f(x) = \bar{c}_1 \cdot \left(1 - \frac{x}{l}\right)^2 + \bar{c}_2 \cdot x \cdot \frac{\left(1 - \frac{x}{l}\right)}{l}, \quad (35)$$

Satisfies a geometric conditions at the right end, and so force conditions on the left.

Differentiating $f(x)$ twice, multiply by $EI = E \cdot$ differentiating twice and again, we will have $h^3 \frac{x^3}{(12l^3)}$:

$$(EI \cdot f'')'' = E \cdot h^3 \frac{[(\bar{c}_1 - 2\bar{c}_2) \cdot x + 6\bar{c}_2 \cdot \frac{x^2}{l}]}{l^5} \quad (36)$$

Substituting this formula in (34), we find:

$$\int_0^l \left\{ \frac{Eh^3}{l^5} \cdot \left[(\bar{c}_1 - 2\bar{c}_2) \cdot x + \frac{6\bar{c}_2 \cdot x^2}{l} \right] - \frac{ghp^2}{l} \cdot \left[\bar{c}_1 \cdot x \cdot \left(1 - \left(\frac{x}{l}\right)^2\right) + \bar{c}_2 \cdot \frac{x}{l} \cdot \left(1 - \frac{x}{l}\right)^2 \right] \right\} \cdot \left(1 - \frac{x}{l}\right)^2 dx = 0, \quad (37)$$

$$\int_0^l \left\{ \frac{Eh^3}{l^5} \cdot \left[(\bar{c}_1 - 2\bar{c}_2) \cdot x + \frac{6\bar{c}_2 \cdot x^2}{l} \right] - \frac{ghp^2}{l} \cdot \left[\bar{c}_1 \cdot x \cdot \left(1 - \frac{x}{l}\right)^2 + \bar{c}_2 \cdot \frac{x}{l} \cdot \left(1 - \frac{x}{l}\right)^2 \right] \right\} \cdot \frac{x}{l} \cdot \left(1 - \frac{x}{l}\right)^2 dx = 0. \quad (38)$$

Hence, too, will have the same equations as in the previous example using Ritz method.

Similarly consist equation method Bubnov-Galerkin in problems of torque fluctuations or longitudinal telescopic jib cranes systems.

Conclusions

1. A model of the core variable section to analyze different types:

- fluctuations (longitudinal bending, twisting) telescopic jib cranes of analytical methods (Rayleigh Vereshchagin, Ritz, Bubnov - Galerkin) that can determine the natural frequencies of said oscillation,
- and their spatial form (vibrations) that implement such own free fluctuation system.

2. Obtained in the results can be used to further refine and improve existing engineering calculation methods:

- different types of vibrations telescopic jib cranes analytical methods both at the stage of their design / construction,
- and in the mode of real operation using discrete-continuum model core variable section.

References

1. Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I. (2004). The dynamic analysis of roller forming installation with the rekuperativ drive. Dynamics, durability and reliability of farm vehicles. Works of the first International scientific and technical conference (DSR AM-I), 507–514. Ternopil.
2. Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I. (2007). Results of pilot studies of the modes of the movement of roller forming installation with the rekuperativ drive. The bulletin of the Kharkov national university of agriculture of P. Vasilenko, vol. 1, No. 59, 465–474.
3. Nazarenko, I. I., Smirnov, V. M., Pelevin, L. C., Fomin, A. V., Sviders'kij, A. T., Kostenjuk, O. O., Ruchins'kij, M. M., Djedov, O. P., Garkavenko, O. M. & Martinjuk, I. Ju. (2013). Bases of the theory of the movement of the digging and condensing cars of the construction industry with the optimum parameters operated in time. Kyiv: MP Lesja.
4. Zaichenko, S., Shalenko, V., Shevchuk, N. & Vapnichna, V. (2017). Development of a geomechanic complex for geotechnical monitoring contour mine groove. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, vol. 3/9 (87), 19–25. DOI: 10.155/1729-4061.2017.102067.
5. Garnec, V. M., Chovnjuk, Ju. V., Zajchenko, S. V., Shalenko, V. O. & Prihod'ko, Ja. S. (2014). Theory and practice of creation of units of formation of concrete. Mining, construction, road and meliorative machines, No. 83, 49–54.
6. Garnec, V. M., Zajchenko, S. V., Prihod'ko, Ja. S. & Shalenko, V. O. (2012). Development of scientific and practical recommendations about creation of units of formation of concrete. Mining, construction, road and meliorative machines, No. 79, 46–52.
7. Zajchenko, S. V., Shevchuk, S. P., Garnec, V. M. (2012). Power analysis of process of roller consolidation. Power: Economy, technology, ecology, No. 1 (30), 77–83.
8. Zajchenko, S. V., Shevchuk, S. P., Garnec, V. M. (2012). Three-dimensional modeling of process of roller consolidation of column fastening. Mining, construction, road and meliorative machines, No. 79, 40–45.
9. Prihod'ko, Ja., S. & Garnec, V. M. (2012). Interconsistency of operation of mechanisms at roller and extrusive formation of multihollow products. Branch mechanical engineering, construction, No. 1 (31), 305–310.
10. Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I. (2007). Determination of optimum value of a corner of shift of cranks of roller forming installation with the recuperative drive. Automation of productions in mechanical engineering and instrument making, National University "Lviv Polyequipment", No. 41, 127–134.
11. Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I. (2008). Definition of loadings in elements of roller forming installations. Collection of scientific works of Ukrainian state academy of railway transport, No 88, 15–20.
12. Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I. (2007). Definition of loadings in elements of roller forming installation. Theory and practice of construction, No. 3, 19–23.
13. Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I. (2012). Research of dynamic loadings in elements of roller forming installations. Formation of Modern Science – 2012: Materials VIII of the intern. sci. and pract. conf. Section 18. Technical science. Formation of information technologies, Praha, 20–25.
14. Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I. (2015). Research of loadings in elements of roller forming installation with the balanced drive. Automation of productions in mechanical engineering and instrument making, National University "Lviv Polyequipment", No 49, 73–79.
15. Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I. (2016). Analysis of dynamic equilibration of drives of cars of roller formation. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture, Lublin-Rzeszow, vol. 18, No 3, 41–52.
16. Pat. 32838 UA, IPC B28B 13/00, Installation for formation of products from concrete mixes, Lovejkin, V. S., Jaroshenko, V. F., Pochka, K. I., Publ. 10.06.2008.

Список літератури

1. Лове́йкін В. С. Динамічний аналіз роликової формувальної установки з рекуперативним приводом. Динаміка, міцність і надійність с.-г машин: Пр. І міжнар. наук.-техн. конф. (DSR AM-I). (Тернопіль, 4–7 жовт. 2004). Тернопіль, 2004. С. 507–514.
2. Лове́йкін В. С., Почка К. І. Результати експериментальних досліджень режимів руху роликової формувальної установки з рекуперативним приводом. Вісн. Харк. нац. ун-ту сільськ. госп-ва ім. П. Василенка. 2007. Т 1. № 59. С. 465–474.
3. Назаренко І. І., Смірнов В. М., Пелевін Л. С., Фомін А. В., Свідерський А. Т., Костенюк О. О., Ручинський М. М., Дєдов О. П., Гаркавенко О. М., Мартинюк І. Ю. Основи теорії руху землерийних і ущільнювальних машин будіндустрії з керованими у часі оптимальними параметрами. К.: МП Леся, 2013. 188 с.
4. Zaichenko S., Shalenko V., Shevchuk N., Vapnichna V. Development of a geomechanic complex for geotechnical monitoring contour mine groove. Eastern-European J. Enterprise Technologies. 2017. Vol. 3/9 (87). P. 19–25. DOI: 10.155/1729-4061.2017.102067.
5. Гарнець В. М., Човнюк Ю. В., Зайченко С. В., Шаленко В. О., Приходько Я. С. Теорія і практика створення бетоноформувальних агрегатів (БФА). Гірн., буд., дор. та меліор. машини. 2014. Вип. 83. С. 49–54.
6. Гарнець В. М., Зайченко С. В., Приходько Я. С., Шаленко В. О. Розробка науково-практичних рекомендацій по створенню бетоноформуючих агрегатів (БФА). Гірн., буд., дор. та меліор. машини. 2012. Вип. 79. С. 46–52.
7. Зайченко С. В., Шевчук С. П., Гарнець В. М. Енергетичний аналіз процесу роликового ущільнення. Енергетика: Економіка, технологія, екологія. 2012. № 1 (30). С. 77–83.
8. Зайченко С. В., Шевчук С. П., Гарнець В. М. Тривимірне моделювання процесу роликового ущільнення стовбурного кріплення. Гірн., буд., дор. та меліор. машини. 2012. Вип. 79. С. 40–45.

9. Приходько Я. С., Гарнець В. М. Взаємоузгодженість роботи механізмів при роликоекструзійному формуванні багатопустотних виробів. *Галузеве машинобуд., буд-во*. 2012. № 1 (31). С. 305–310.

10. Ловейкін В. С., Почка К. І. Визначення оптимального значення кута зміщення кривошипів роликкової формувальної установки з рекупераційним приводом. *Автоматизація вироб. процесів у машинобуд. та приладобуд.* НУ «Львівська політехніка». 2007. № 41. С. 127–134.

11. Ловейкін В. С., Почка К. І. Визначення навантажень в елементах роликкових формувальних установок. *Зб. наук. пр. Укр. акад. залізнич. трансп.* Харків: УкрДАЗТ, 2008. Вип. 88. С. 15–20.

12. Ловейкін В. С., Почка К. І. Визначення навантажень в елементах роликкової формувальної установки. *Теорія і практика буд-ва*. 2007. № 3. С. 19–23.

13. Ловейкін В. С., Почка К. І. Дослідження динамічних навантажень в елементах роликкових формувальних установок. *Vznik moderni vedecke – 2012. Materialy VIII mezinarodni vedecko-prakticka conference– Dil. 18. Technicke vedy. Moderni informacni technologie: Praha. Publishing House “Education and Science” s.r.o.* – Р. 20–25.

14. Ловейкін В. С., Почка К. І. Дослідження навантажень в елементах роликкової формувальної установки з врівноваженим приводом. *Автоматизація вироб. процесів у машинобуд. та приладобуд.* НУ «Львівська політехніка», 2015. Вип. 49. С. 73–79.

15. Ловейкин В. С., Почка К. И. Анализ динамического уравнивания приводов машин роликкового формования. *MOTROL. Commission Motorization and Energetics in Agriculture.* Lublin-Rzeszow. 2016. Vol. 18. No 3. Р. 41–52.

16. Ловейкін В. С., Ярошенко В. Ф., Почка К. І. Патент України на корисну модель № 32838. Установка для формування виробів з бетонних сумішей – № u 20041108955 заявл. 02.11.2004; опубл. 10.06.2008, Бюл. № 11.

ВИКОРИСТАННЯ МОДЕЛІ СТЕРЖНЯ ЗМІННОГО ПЕРЕРІЗУ В АНАЛІЗІ КОЛИВАНЬ ТЕЛЕСКОПІЧНИХ СТІЛОВИХ СИСТЕМ АВТОКРАНІВ

I. M. Sivak, Yu. V. Chovnyuk

Анотація. Обґрунтовано дискретно-континуальна модель стержня змінного перерізу для аналізу коливань телескопічних стрілових систем автокранів.

В якості методів розв'язання основних рівнянь (для згинальних типу коливань) використані методи Рітца і Буднова-Гальоркіна з застосуванням формули Релея для обчислення власної частоти коливань розглянутої системи з використанням моделі з зосередженими параметрами (тобто дискретні моделі) з урахуванням розподілених властивостей досліджуваних систем.

Використані підходи, для всебічного аналізу континуальних (розподілених) властивостей

телескопічних стрілових систем автокранів і здійснено аналіз різновидів коливань (поздовжніх, крутильних і згинальних) телескопічних стрілових систем автокранів з урахуванням обставини розподілу маси вздовж стріли (стрижня) з перемінним перетином стрижня по його довжині.

Викладені наближені способи аналізу і вдосконалення методів розрахунку різних видів коливань, які виникають у стрижнях змінного перерізу, в рамках розгляду телескопічних стрілових систем автокранів як мають дискретно-континуальні властивості.

Складені рівняння за методом Бубнова-Гальоркіна в задачі про поздовжні або крутильні коливання телескопічних стрілових систем автокранів.

Ключові слова: модель, стрижень, змінне перетин, аналіз, коливання, телескопічна стрілова система, автокрани.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МОДЕЛИ СТЕРЖНЯ ПЕРЕМЕННОГО СЕЧЕНИЯ В АНАЛИЗЕ КОЛЕБАНИЙ ТЕЛЕСКОПИЧЕСКИХ СТРЕЛОВЫХ СИСТЕМ АВТОКРАНОВ

И. Н. Сивак, Ю. В. Човнюк

Аннотация. Обоснована дискретно-континуальная модель стержня переменного сечения для анализа колебаний телескопических стреловых систем автокранов.

В качестве методов решения основных уравнений (для изгибных типа колебаний) использованы методы Ритца и Буднова-Галеркина с применением формулы Релея для вычисления собственной частоты колебаний рассматриваемой системы с использованием модели с сосредоточенными параметрами (то есть дискретные модели) и учетом распределенных свойств исследуемых систем.

Использованы подходы, для всестороннего анализа континуальных (распределенных) свойств телескопических стреловых систем автокранов и осуществлен анализ разновидностей колебаний (продольных, крутильных и изгибных) телескопических стреловых систем автокранов с учетом обстоятельства распределения массы вдоль стрелы (стержня) с переменным сечением стержня по его длине.

Изложенные приближенные способы анализа и совершенствования методов расчета различных видов колебаний, которые возникают в стержнях переменного сечения, в рамках рассмотрения телескопических стреловых систем автокранов как имеющих дискретно-континуальные свойства.

Составленные уравнения по методу Бубнова-Галеркина в задачах о продольные или крутящие колебания телескопических стреловых систем автокранов.

Ключевые слова: модель, стержень, переменное сечение, анализ, колебания, телескопическая стреловая система, автокраны.

I. M. Sivak ORCID 0000-0002-6297-587X.

Yu. V. Chovnyuk ORCID 0000-0003-1889-0876.

УДК 519.86

УДОСКОНАЛЕННЯ ОБСЛУГОВУВАННЯ МАШИН ДЛЯ ЛІСОТЕХНІЧНИХ РОБІТ ЗА РАХУНОК ДІАГНОСТИКИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ

Л. Л. Тітова

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: l_titova@nubip.edu.ua

Історія статті: отримано – жовтень 2019, акцептовано – січень 2020.

Бібл. 19, рис. 5, табл. 3.

Анотація. Для підтримки машин для лісотехнічних робіт в працездатному стані необхідно проводити планове технічне обслуговування (ТО), періодичність якого встановлює завод-виготівник. Рекомендована виробником періодичність ТО, яка вимірюється в кілометрах пробігу або мотогодин роботи, відповідає усередненим умовам експлуатації машин для лісотехнічних робіт. В реальних умовах експлуатація машин для лісотехнічних робіт може супроводжуватися більш важкими навантаженнями, тривалою роботою на холостому ході, роботою в складних умовах експлуатації. Враховуючи вік машин для лісотехнічних робіт і такі умови експлуатації, необхідно більш часто проводити ТО. Навпаки, при роботі в більш легких умовах експлуатації може з'явитися можливість збільшити інтервал між ТО. При цьому нормативно-технічною документацією передбачено збільшення періодичності ТО і широке застосування засобів діагностування технічного стану машин для лісотехнічних робіт, за результатами яких прогноуються технічний стан мобільних енергетичних засобів (МЕЗ) і його залишковий ресурс. Одним з найбільш навантажених елементів машин для лісотехнічних робіт є двигун внутрішнього згорання (ДВЗ). Справний стан ДВЗ залежить від багатьох факторів і одним з основних є справний стан системи змащення ДВЗ. Як правило, одним з основних факторів, що впливають на періодичність обслуговування не тільки ДВЗ, але і машина для лісотехнічних робіт в цілому, виступає заміна мастильного матеріалу в ДВЗ. Мастильним матеріалом в ДВЗ виступає моторна олива. Таким чином, справний стан ДВЗ неможливо без своєчасної заміни моторної оливи, яка є однією з трудомістких і дорогих робіт при ТО машин для лісотехнічних робіт.

Ключові слова: машина для лісотехнічних робіт, двигун внутрішнього згорання (ДВЗ), моторна олива, діагностика, технічне обслуговування (ТО).

Постановка проблеми

Стає актуальною задача діагностики технічного стану моторних оли. Існують методи, які вимагають

лабораторних умов і обладнання, або умови проведення дослідження та результати діагностики технічного стану залежать від неформалізованих і суб'єктивних рішень фахівця, який, в залежності від свого досвіду, фізіологічних можливостей, може прийняти необ'єктивне рішення за результатами діагностики. Тому потрібні методи, що дозволяють приймати об'єктивні рішення про подальшу експлуатацію моторної оливи і коригувати періодичність ТО ДВЗ машин для лісотехнічних робіт.

Аналіз останніх досліджень

Удосконалення процесів і організації ТО ДВЗ машин для лісотехнічних робіт полягає в коригуванні періодичності ТО ДВЗ машин для лісотехнічних робіт, що досягається за рахунок удосконалення методу оцінки диспергуючих властивостей моторної оливи ДВЗ, який дозволить оцінювати залишковий ресурс моторної оливи і проводити його заміну по фактичному стану, що підвищить ефективність і скоротить витрати при технічній експлуатації ДВЗ і машин для лісотехнічних робіт в цілому.

В роботі [7] автори пропонують в якості показників технічного стану моторної оливи використовувати лужність, зміна в'язкості і диспергованість. С. П. Горбунов стверджує, що на темп зносу основних деталей двигуна і утворення лаку і відкладень в ньому найбільший вплив робить концентрація нерозчинних домішок, спрацьовування мийно-диспергуючих присадок, накопичення продуктів окислення [4]. Ю. А. Власов прогнозує залишковий термін служби оливи, через показники забрудненості працюючої оливи [9, 12, 17].

Д.А. Дрючин робить висновок про те, що вирішальний вплив на довговічність підшипників колінчастого вала надають в'язкісно-температурні властивості [11].

Питанням визначення показників граничного стану моторної оливи займалися і багато інших вчених [3, 8, 14 та ін.]. Більшість дослідників для діагностики технічного стану моторної оливи використовують

показники: диспергуюче-стабілізуючу здатність, в'язкість, лужне число, оптичну щільність, забрудненість оливи, в тому числі охолоджуючої рідини і палива. Рідше в якості показників технічного стану використовуються коксованість, сульфатна зольність і інші [2, 19].

Мета досліджень

Мета даної роботи полягає в підвищенні ефективності технічної експлуатації машин для лісотехнічних робіт.

Результати досліджень

Застосування методів і засобів діагностики при технічній експлуатації і ТО машин для лісотехнічних робіт дозволяє зменшити трудомісткість технічних впливів, тривалість простоїв машин для лісотехнічних робіт, витрати на експлуатацію. Методи діагностики технічного стану спрямовані на отримання інформації про фактичний стан машин для лісотехнічних робіт і окремих його елементів. Таким чином, кінцева мета діагностики технічного стану – це обслуговування машин для лісотехнічних робіт по фактичному стану. Для цього потрібне коригування існуючої періодичності ТО машин для лісотехнічних робіт. ДВЗ сучасної машини для лісотехнічних робіт є одним із самих основних і дорогих агрегатів, якому необхідна діагностика і обслуговування. Найбільш важливою і витратною операцією при ТО є заміна моторної оливи ДВЗ машин для лісотехнічних робіт. Тому періодичність ТО ДВЗ машин для лісотехнічних робіт визначається залишковим ресурсом моторної оливи. Таким чином, для визначення залишкового ресурсу моторної оливи необхідно встановити значення критерію, що характеризує технічний стан моторної оливи. Поширеним методом експлуатаційної діагностики технічного стану моторної оливи є метод крапельної проби. Він дозволяє визначити параметр технічного стану моторної оливи – диспергуючі властивості (ДВ), який є одним із властивостей моторної оливи, що застосовується для визначення її граничного технічного стану. Експрес-метод крапельної проби володіє перевагами: простота проведення, мала економічна складова впровадження, можливість проведення діагностики технічного стану на місці експлуатації машин для лісотехнічних робіт, комплексна діагностика технічного стану оливи. Інтенсивність розтікання моторної оливи, утворення зон і колір оливної плями залежать від основних показників її технічного стану: в'язкості, ДВ, забрудненості, присутності охолоджуючої рідини і палива. Однак суб'єктивна оцінка і недостатня точність визначення кількісного показника ДВ не дозволяють виконувати достовірну діагностику, так як здійснюється суб'єктивна візуальна оцінка оливної плями.

Розроблено комплексні критерії діагностики технічного стану моторної оливи:

U_h - характеризується виміром висоти h щільності розподілу градації сірого кольору пікселів оливної плями.

$$U_{hi} = \frac{h_i}{h_{\min}} \quad (1)$$

де h_i - виміряна висота щільності розподілу, мм; $h_{\min}$ - висота щільності розподілу в початковій стадії напрацювання моторної оливи, мм;

U_{γ} - характеризується вимірюванням площі S_{γ} під кривою щільності розподілу градації сірого кольору пікселів з двостороннім обмеженням за лінійними розмірами ядра оливної плями.

$$U_{\gamma i} = \frac{S_{\gamma i}}{S_{\gamma \min}} \quad (2)$$

де $S_{\gamma i}$ - виміряна площа під кривою щільності розподілу, що характеризує ядро оливної плями, мм²; $S_{\gamma \min}$ - площа під кривою щільності розподілу, що характеризує ядро оливної плями в початковій стадії напрацювання моторного масла, мм²;

U_{oi} - характеризується вимірюванням загальної площі S_{oi} під кривою щільності розподілу градації сірого кольору пікселів.

$$U_{oi} = \frac{S_{oi}}{S_{oi \min}} \quad (3)$$

де S_{oi} - виміряна загальна площа під кривою щільності розподілу, мм²; $S_{oi \min}$ - загальна площа під кривою щільності розподілу в початковій стадії напрацювання моторної оливи, мм².

На відміну від відомого методу, де методика оцінки оливної плями зводиться до органолептичного методу, розроблена методика цифрової оцінки оливної плями, яка дозволяє проводити формалізовану і об'єктивну оцінку, приймати рішення про технічний стан моторної оливи ДВЗ і коригувати періодичність ТО ДВЗ машин для лісотехнічних робіт.

З використанням скануючого пристрою отримують позитивне цифрове зображення фільтрувального паперу з оливною плямою. Цифрове зображення перетворюється в негативний, обрізається квадратом з центром в середині оливної плями і 3 рази повертається на 90° за годинниковою стрілкою. Таким чином, виходить 4 зображення одного оливної плями, що дає можливість зменшити вплив його нерівномірного розтікання. Цифрове зображення дозволяє математично оцінити зміни градації сірого кольору кожного пікселя зображення оливної плями.

Отримані негативні зображення перетворюються в масив пікселів, число елементів якого дорівнює загальній кількості пікселів з різною яскравістю і контрастністю. Пікселі утворюють матрицю. При цьому кожен піксель має своє значення глибини сірого кольору (від 0 до 256 градацій сірого кольору).

Потім здійснюється підсумовування значень елементів матриць в кожному стовпчику і побудова

кривої залежності інтенсивності градації сірого кольору пікселів від їх координат, яка є щільністю

розподілу градації сірого кольору пікселів цифрового негативного відбитку масляного плями (рис. 1).

$$SM := \frac{Matrix1 + Matrix2 + Matrix3 + Matrix4}{4}$$

$$SM =$$

	0	1	2	3
0	0	0	0	0
1	0	0	0	0
2	0	0	0	0
3	0	0	0	0
4	0	0	0	0
5	0	0	0	...

$$NN_j := \sum_i SM_{i,j}$$

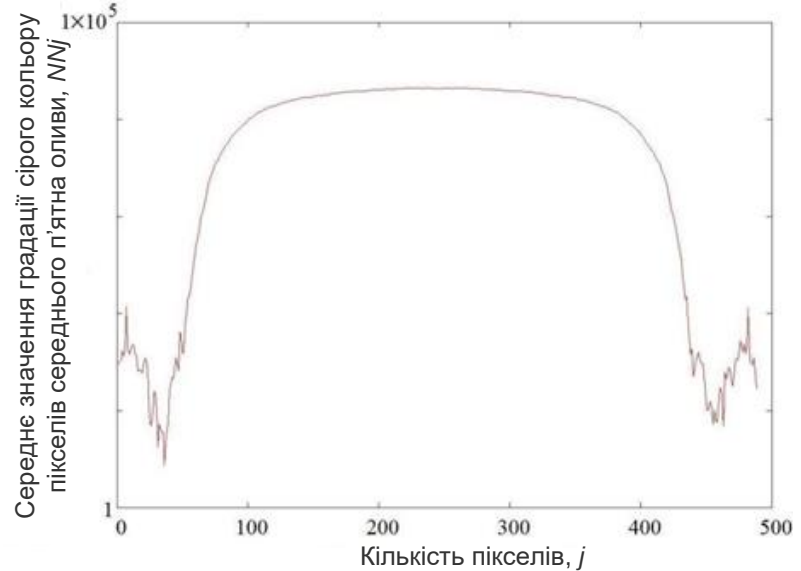


Рис. 1. Отримання щільності розподілу пікселів по середньому значенню 4 матриць.

Fig. 1. Obtaining the density of distribution of pixels on the average value of 4 matrices.

Отримана щільність розподілу NN_j від координати j і негативне зображення оливної плями співвідносяться і визначаються характеристики щільності розподілу пікселів (рис. 2):

- h - висота графіка. Визначає показники всієї оливної плями і є орієнтовно середні значення, біля якої групуються всі значення, мм;

- S_o - загальна площа під кривою щільності розподілу пікселів. Характеризує узагальнені показники властивостей краплинної проби моторної оливи, мм²;

- S_y - площа під кривою щільності розподілу в інтервалі розташування ядра оливної плями. Більшою мірою характеризує якісний і кількісний склад механічних домішок в моторній оливі, мм².

Для коригування періодичності ТО ДВЗ машин для лісотехнічних робіт необхідно визначити граничні значення розроблених комплексних критеріїв при відповідних бракувальних показниках технічного стану моторної оливи.

Одним з таких показників може служити показник ДВ, граничне значення якої становить 0,3. Зіставляючи результати ДВ за призначенням граничного напрацювання моторної оливи за її фактичним станом з комплексними критеріями U_h , U_y , U_o , можуть бути призначені їх гранично допустимі значення.

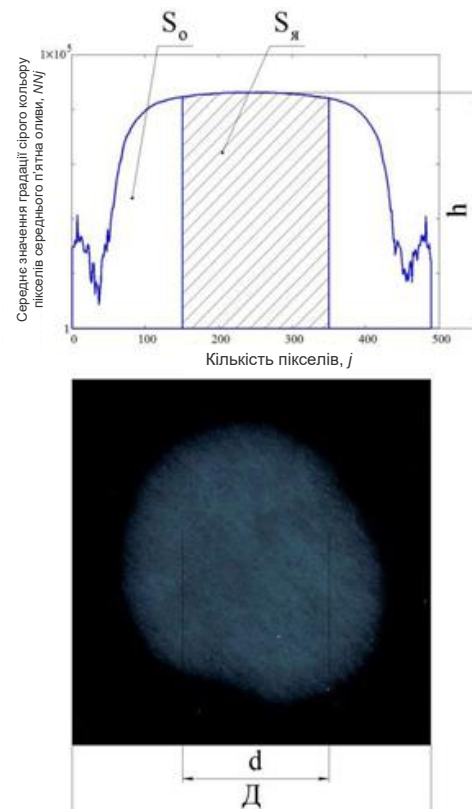


Рис. 2. Основні характеристики щільності розподілу пікселів в масивах цифрових відбитків крапельних проб моторної оливи.

Fig. 2. The main characteristics of the density of the distribution of pixels in arrays of digital prints of drip samples of engine oil.

В результаті дослідження визначено, що маса краплі, що наноситься на фільтрувальний папір, відповідає $m_k = 0,028693 \pm 0,00108$ г при довірчій ймовірності $P = 0,95$ Р. Рекомендований розмір зображення оливної плями становить 490x490 пікселів. Розмір зображень визначається при їх зміні від 270 до 600 пікселів (рис. 3) і знаходженні коефіцієнта роздільної здатності K_{II} для комплексних критеріїв U_h , U_y , U_o . З урахуванням таких масивів пікселів при будь-якому стані моторного масла повністю поміщаються масляні плями на цифровому зображенні, підвищується точність вимірювань розробленої методики.

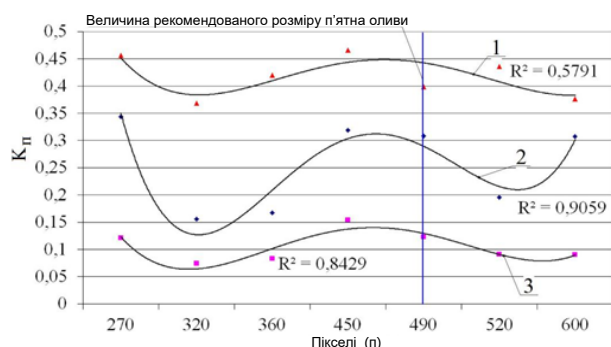


Рис. 3. Залежність коефіцієнта роздільної здатності K_{II} комплексних критеріїв U_h , U_y , U_o , від розміру плями оливи в пікселях.

Fig. 3. The resolution of the coefficient of resolution K_{II} of complex criteria U_h , U_y , U_o , on the size of the oil spot in pixels.

Експериментальне дослідження проведено на прикладі Харвестер АМКОДОР 2551. Для експериментального дослідження проводиться забір проб моторної оливи з ДВЗ Д-260.9, де обсяг моторної оливи, необхідного для заміни, становить 217,6 л. При рівні довірчої ймовірності $P=0,75$ для проведення експериментальних досліджень необхідно провести

відбір 34 проб з картерів ДВЗ машин для лісотехнічних робіт.

Чим більше часу розтікається крапля моторної оливи, тим пляма стає більше, а межі її - розмитими. Пляму оливи доцільно вивчати після висушування протягом 3-4 годин при температурі 18-20 °С (рис. 4).

Визначити граничний стан моторної оливи розробленою методикою можна після підконтрольної експлуатації машини для лісотехнічних робіт, відбору проб з ДВЗ і знаходження граничного стану моторної оливи одним з відомих методів.

Надалі контроль буде проводитися тільки розробленою методикою. Для призначення граничного стану моторної оливи G-profi MSI Plus SAE 15w40 API CI-4 / SL, відібраного з картерів ДВЗ Д-260.9 Харвестер АМКОДОР 2551, проби досліджуються лабораторними методами для оцінки в'язкості і лужного числа (таблиця 1).

Таблиця 1. Основні результати досліджень проб моторної оливи G-profi MSI Plus SAE 15w40 API CI-4 / SL, відібраного з картерів ДВЗ Д-260.9 Харвестер АМКОДОР 2551 лабораторними методами.

Table 1. Key engine oil test results -profi MSI Plus SAE 15w40 API CI-4 / SL, selected from the combustion chambers DZ-260.9 Harvester AMKODOR 2551 by laboratory methods.

Число проб	Інтервал напрацювання моторної оливи, мотогодин	В'язкість при 100 °С, сСт	Лужне число, мг КОН/г
34	42-512	13,36-12,28	9,62-8,25
Моторна олива без напрацювання		14,26	10,32
Граничне значення		12,5-16,3	5,16

Оливою не досягнуто граничних значень по в'язкості і лужному числу. Рекомендовано керівництвом по експлуатації та ТО двигунів Д-260.9 термін заміни моторної оливи становить 250 мотогодин.

Таблиця 2. Межі зміни критеріїв технічного стану моторної оливи.

Table 2. Limits of change of criteria of technical condition of engine oil.

Число проб	Інтервал напрацювання моторної оливи, мотогодин	Межі зміни ДВ	Межі зміни критеріїв		
			U_h	$U_{\text{я}}$	U_o
М8-ДМ (транспортно-технологічні машини)					
4	5700-10500 км	0,7-0,22	1-1,14	1-1,24	1-1,21
М10-ДМ (транспортно-технологічні машини)					
8	1000-20000 км	0,47-0,33	1-1,38	1-1,89	1-1,62
М8-ДМ (транспортно-технологічні машини)					
9	70-845 мотогодин	0,77-0,22	1-1,28	1-1,87	1-1,43
М10-ДМ (транспортно-технологічні машини підприємства)					
6	54-360 мотогодин	0,6-0,31	1 1,25	1-2	1-1,62
G-profi MSI Plus SAE 15w40 API CI-4/SL					
34	42-512 мотогодин	0,54-0,27	1-1.13	1-1,38	1-1,18

Бракувальним показником може служити контрольний параметр ДВ, граничне значення якого становить 0,3. У таблиці 2 представлені межі зміни контрольного параметра ДВ і розроблених комплексних критеріїв U_h , U_a , U_o .

Наприклад, зіставляючи результати ДВ за граничним напрацюванням моторної оливи з комплексним критерієм U_h (рис. 4), призначено його граничне значення, рівне 1,135 для моторної оливи G-profi MSI Plus SAE 15w40 API CI-4 / SL з картера дизельного двигуна Д-260.9 Харвестер АМКОДОР 2551, що виконують технологічні роботи в Житомирській області.

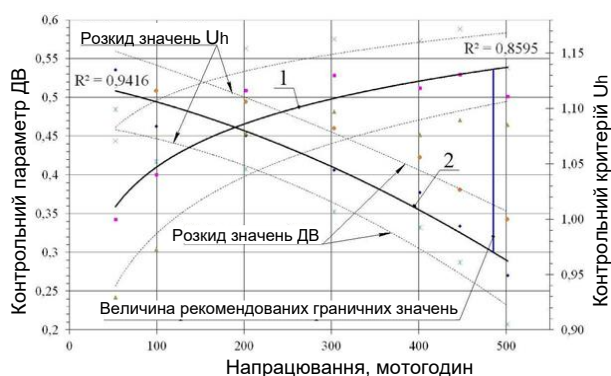


Рис. 4. Залежність зміни розробленого комплексного критерію U_h від напрацювання, а також його взаємозв'язок з контрольним параметром ДВ моторної оливи G-profi MSI Plus SAE 15w40 API CI-4 / SL: 1 - U_h ; 2 - ДВ.

Fig. 4. Dependence of change of developed complex criterion U_h on time, as well as its relationship with the control parameter DP of engine oil G-profi MSI Plus SAE 15w40 API CI-4/SL: 1 - U_h ; 2 - DP.

Відповідно до отриманого граничним значенням можна оцінити залишковий ресурс моторної оливи. На основі даних про залишковий ресурс моторної оливи стає можливим проведення робіт по заміні моторної оливи двигунів машин для лісотехнічних робіт по фактичному стану та коригування періодичності ТО ДВЗ машин для лісотехнічних робіт. В зв'язку із заміною моторної оливи в залежності від напрацювання відомо як змінюються контрольні

параметри, але масло при цьому не вичерпує свій потенційний ресурс (рис. 5). Виходячи з цього, пропонується скорегувати періодичність ТО ДВЗ машин для лісотехнічних робіт. Причому проведення повного лабораторного аналізу тривалий час і дороге. Використання розробленої методики передбачає отримання результату протягом 3-4 годин після нанесення краплі олії на фільтрувальний папір.

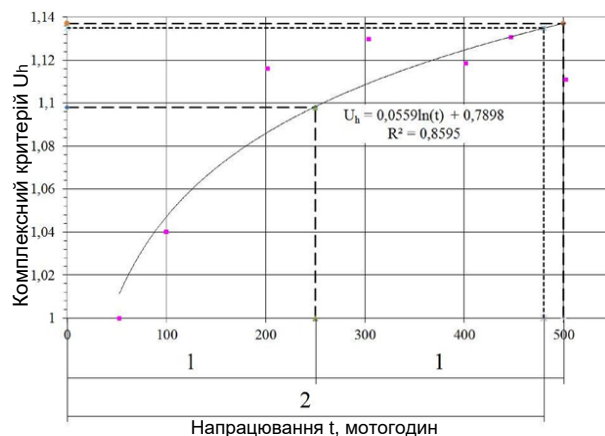


Рис. 5. Ілюстрація періодичності заміни моторної оливи G-Profi SAE 15W-40 API CI-4 в двигунах Харвестер АМКОДОР 2551 при: 1 - планово-попереджувальній системі ТО; 2 - по фактичному стану.

Fig. 5. Illustration of the frequency of replacement of G-Profi SAE 15W-40 API CI-4 engine oil in Harvester AMKODOR 2551 engines at: 1 - planned maintenance and maintenance system; 2 - the actual state.

При діагностиці технічного стану моторної оливи з трьох комплексних критеріїв потрібно вибрати найбільш значимий. Значимість визначається напрацюванням із заміни моторної оливи і її станом, яке характеризується комплексними критеріями – U_h , U_a , U_o . В якості запобіжного близькості критеріїв використовується евклідова відстань. На підставі отриманих даних приймається найбільш вагомий комплексний критерій U_h , у якого середня евклідова відстань і найбільша величина достовірності апроксимації. Для оцінки достовірності комплексних критеріїв U_h і ДВ визначені похибки і ціна поділки (табл. 3).

Таблиця 3. Порівняльна оцінка достовірності визначення критеріїв ДВ і U_h при оцінці проб моторної оливи G-profi MSI Plus SAE 15w40 API CI-4 / SL з картера дизельного двигуна Д-260.9 Харвестер АМКОДОР 2551.

Table 3. Comparative evaluation of the reliability of the definition of the criteria of the DP and in the evaluation of samples of engine oil G-profi MSI Plus SAE 15w40 API CI-4 / SL from the crankcase of the D-260.9 diesel engine Harvester AMKODOR 2551.

Контрольний критерій	Випадкова помилка, %	Систематична помилка, %	Сумарна помилка, %	Відносна помилка	Ціна поділки, вимірюваного критерію при прийнятій надійності вибірки, $\alpha=0,9$
U_h	1,9	1,2	3,1	2,8	0,0138
ДВ	2,7	9,8	12,5	30,5	0,0177

Остаточний результат:

$U_h = 1,092 \pm 0,031$ при довірчій ймовірності $P = 0,9$; $E = 2,8\%$.

$ДВ = 0,41 \pm 0,12$ при довірчій ймовірності $P = 0,9$; $E = 30,5\%$.

Таким чином, комплексний критерій U_h приймається об'єктивним для діагностики технічного стану моторної оливи і коригування періодичності ТО ДВЗ машин для лісотехнічних робіт.

Висновки

1. Проведено діагностику технічного стану моторної оливи удосконаленим методом крапельної проби для коригування періодичності технічного обслуговування двигунів машин для лісотехнічних робіт. Метод крапельної проби дозволяє визначити комплексний показник диспергуючих властивостей моторної оливи, по якому можна зробити висновок про залишковий ресурс моторної оливи. Даний метод удосконалений у частині процесу кількісного аналізу оливної плями і прийняття рішення про стан моторної оливи.

2. Розроблено методику цифрової оцінки оливної плями з метою об'єктивної і формалізованої оцінки технічного стану моторної оливи для прийняття рішення про необхідність коригування періодичності технічного обслуговування двигунів машин для лісотехнічних робіт.

3. Обґрунтовано новий комплексний критерій контролю технічного стану моторної оливи двигунів машин для лісотехнічних робіт, який дозволяє проводити коригування періодичності технічного обслуговування.

Список літератури

1. Лудченко О. А. Технічна експлуатація і обслуговування автомобілів: Технологія. Підручник. Київ. Вища школа. 2007. 527 с.
2. Shevchuk R. S., Krupych R. Manual vibro-impact fruit shake. MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. Lublin-Rzeszow. 2015. Vol. 17. №4. P. 153–159.
3. Semen Y. V., Krupych O. M., Shevchuk R. S. Energy efficiency of the use of pneumohydraulic accumulators in hydraulic drives for fruit-harvesting machines. MOTROL. Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa. Lublin: Akademia Rolnicza, 2006. T. 8A. P. 251–257.
4. Cherevko G., Krupych O., Krupych R. Development of the system for the formation of the material and technical base of agriculture in Ukraine. MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. Lublin-Rzeszow, 2013. Vol. 5, №4. P. 97–106.
5. Sydorchuk O., Triguba A., Makarchuk O. Optimization of the life cycle of integrated programs for harvesting grain crops. MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. Lublin, 2012. Vol. 14, №4. P. 131–140.

6. Sydorchuk O., Ivasjuk I., Syatkovskyy A. Influence subject to conditions terms of tillage, planting summer-autumn period. MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. Lublin, 2012. Vol. 14, №4. P. 16–20.

7. Sydorchuk A., Ivasiuk I., Ukraynecz V. Harmonization of the components of the technological system of soil cultivation and sowing of winter crops. MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. Lublin-Rzeszow, 2013. Vol. 15, №4. P. 180–186.

8. Sydorchuk O., Sydorchuk L., Demidyuk N., Sivakovskaya E. Method of creating a conceptual model of management - information systems of field crop cultivation. MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. Lublin-Rzeszow, 2014. Vol. 16, №4. P. 26–31.

9. Rogovskii Ivan. Methodology of development of normative documents ensure the efficiency of agricultural machines. MOTROL. Motorization and power industry in agriculture. Lublin. 2014. Vol. 16. №2. P. 253–264.

10. Rogovskii Ivan. Graph-modeling when the response and recovery of agricultural machinery. MOTROL. Motorization and power industry in agriculture. Lublin. 2016. Vol. 18. №3. P. 155–164.

11. Rogovskii I. L., Melnyk V. I. Model of parametric synthesis rehabilitation agricultural machines. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 2016. No 241. P. 387–395.

12. Titova L. L., Rogovskii I. L. Technology recovery of power device of machines for forestry work. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 2017. No 258. P. 369–380.

13. Rogovskii I. L. Analysis of model of recovery of agricultural machines and interpretation of results of numerical experiment. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 2016. No 254. P. 424–431.

14. Rogovskii I. L. 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. 2017. No 258. P. 399–407.

15. Rogovskii I. L. Conceptual framework of management system of failures of agricultural machinery. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 2017. No 262. P. 403–411.

16. Lyudmila Titova, Ivan Rogovskii. The effectiveness of technical exploitation of the forest MES. MOTROL. Motorization and power industry in agriculture. 2014. Vol. 16, № 3. P. 313–321.

17. Lyudmila Titova, Ivan Rogovskii. Improving the recovery efficiency of machines for forestry work. MOTROL. Motorization and Energetics in Agriculture. 2015. Vol. 17, № 3. P. 298–310.

18. Lyudmila Titova, Ivan Rogovskii. System of control of parameters technical condition of machines for forestry work. TEKA. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency

and Mechanical Engineering. Lublin–Rzeszów. 2017. Vol. 17. No 3. P. 73–82.

19. Rogovskii Ivan, Titova Liudmyla, Novitskii Andriy, Rebenko Victor. Research of vibroacoustic diagnostics of fuel system of engines of combine harvesters. Proceedings of 18th International Scientific Conference “Engineering for rural development”. Jelgava, Latvia, May 22–25, 2019, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 18, pp. 291–298. DOI: 10.22616/ERDev2019.18.N451. Scopus.

References

1. Shevchuk, R. S., Krupych, R. (2015). Manual vibro-impact fruit shake. MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. Lublin-Rzeszow. Vol. 17. №4. 153–159.

2. Semen, Y. V., Krupych, O. M., Shevchuk, R. S. (2006). Energy efficiency of the use of pneumohydraulic accumulators in hydraulic drives for fruit-harvesting machines. MOTROL. Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa. Lublin: Akademia Rolnicza, T. 8A. 251–257.

3. Cherevko, G., Krupych, O., Krupych, R. (2013). Development of the system for the formation of the material and technical base of agriculture in Ukraine. MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. Lublin-Rzeszow, Vol. 5, №4. 97–106.

4. Sydorchuk, O., Triguba, A., Makarchuk, O. (2012). Optimization of the life cycle of integrated programs for harvesting grain crops. MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. Lublin, Vol. 14, №4. 131–140.

5. Sydorchuk, O., Ivasjuk, I., Syatkovskyy, A. (2012). Influence subject to conditions terms of tillage, planting summer-autumn period. MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. Lublin, Vol. 14, №4. 16–20.

6. Sydorchuk, O., Ivasiuk, I., Ukraynecz, V. (2013). Harmonization of the components of the technological system of soil cultivation and sowing of winter crops. MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. Lublin-Rzeszow, Vol. 15, №4. 180–186.

7. Sydorchuk, O., Sydorchuk, L., Demidyuk, N., Sivakovskaya, E. (2014). Method of creating a conceptual model of management - information systems of field crop cultivation. MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. Lublin-Rzeszow, Vol. 16, №4. 26–31.

8. Rogovskii Ivan. (2014). Methodology of development of normative documents ensure the efficiency of agricultural machines. MOTROL. Motorization and power industry in agriculture. Lublin. Vol. 16. №2. 253–264.

9. Rogovskii Ivan. (2016). Graph-modeling when the response and recovery of agricultural machinery. MOTROL. Motorization and power industry in agriculture. Lublin. Vol. 18. №3. 155–164.

10. Rogovskii, I. L., Melnyk, V. I. (2016). Model of parametric synthesis rehabilitation agricultural machines. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. No 241. 387–395.

11. Titova, L. L., Rogovskii, I. L. (2017). Technology recovery of power device of machines for forestry work. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. No 258. 369–380.

12. Rogovskii, I. L. (2016). Analysis of model of recovery of agricultural machines and interpretation of results of numerical experiment. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. No 254. 424–431.

13. 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. No 258. 399–407.

14. Rogovskii, I. L. (2017). Conceptual framework of management system of failures of agricultural machinery. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. No 262. 403–411.

15. Lyudmila Titova, Ivan Rogovskii. (2014). The effectiveness of technical exploitation of the forest MES. MOTROL. Motorization and power industry in agriculture. Vol. 16, № 3. 313–321.

16. Lyudmila Titova, Ivan Rogovskii. (2015). Improving the recovery efficiency of machines for forestry work. MOTROL. Motorization and Energetics in Agriculture. Vol. 17, № 3. 298–310.

17. Lyudmila Titova, Ivan Rogovskii. (2017). System of control of parameters technical condition of machines for forestry work. TEKA. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering. Lublin–Rzeszów. Vol. 17. No 3. 73–82.

19. Rogovskii Ivan, Titova Liudmyla, Novitskii Andriy, Rebenko Victor. (2019). Research of vibroacoustic diagnostics of fuel system of engines of combine harvesters. Proceedings of 18th International Scientific Conference “Engineering for rural development”. Jelgava, Latvia, May 22–25, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 18, pp. 291–298. DOI:

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ МАШИН ДЛЯ ЛЕСОТЕХНИЧЕСКИХ РАБОТ ЗА СЧЕТ ДИАГНОСТИКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

Л. Л. Титова

Аннотация. Для поддержки машин для лесотехнических работ в работоспособном состоянии необходимо проводить плановое техническое обслуживание (ТО), периодичность которого устанавливает завод-изготовитель. Рекомендуемая производителем периодичность ТО, которая измеряется в километрах пробега или моточасов работы, соответствует усредненным условиям эксплуатации машин для лесотехнических работ. В реальных условиях эксплуатация машин для лесотехнических работ может сопровождаться более тяжелыми нагрузками, длительной работой на холостом ходу, работой в сложных условиях

эксплуатации. Учитывая возраст машин для лесотехнических работ и такие условия эксплуатации, необходимо более часто проводить ТО. Наоборот, при работе в более легких условиях эксплуатации может появиться возможность увеличить интервал между ТО. При этом нормативно-технической документацией предусмотрено увеличение периодичности ТО и широкое применение средств диагностирования технического состояния машин для лесотехнических работ, по результатам которых прогнозируются техническое состояние мобильных энергетических средств (МЭЗ) и его остаточный ресурс. Одним из наиболее нагруженных элементов машин для лесотехнических работ является двигатель внутреннего сгорания (ДВС). Исправное состояние ДВС зависит от многих факторов и одним из основных является исправное состояние системы смазки ДВС. Как правило, одним из основных факторов, влияющих на периодичность обслуживания не только ДВС, но и машина для лесотехнических работ в целом, выступает замена смазочного материала в ДВС. Смазочным материалом в ДВС выступает моторное масло. Таким образом, исправное состояние ДВС невозможно без своевременной замены моторного масла, которая является одной из трудоемких и дорогостоящих работ при ТО машин для лесотехнических работ.

Ключевые слова: машина для лесотехнических работ, двигатель внутреннего сгорания, моторное масло, диагностика, техническое обслуживание.

of the internal combustion engine is impossible without timely replacement of engine oil, which is a time-consuming and expensive work at ICE machinery for forestry work.

Key words: machine for forestry work, the internal combustion engine, motor oil, diagnostics, technical maintenance.

Л. Л. Тітова ORCID 0000-0001-7313-1253.

IMPROVEMENT OF MAINTENANCE OF MACHINES FOR FORESTRY WORKS DURING THE DIAGNOSTICS OF TECHNICAL STATE OF OPERATING MATERIALS

L. L. Titova

Abstract. To support machines for forestry work in a healthy state it is necessary to conduct routine maintenance, the frequency set by the manufacturer. Manufacturer's recommended frequency, which is measured in kilometers or hours of operation, corresponds to the average operating conditions of machines for forestry work. In real conditions of operation of machines for forestry work may be accompanied by more heavy loads, prolonged idle, work in difficult conditions. Given the age of machines for forestry work and such conditions, should meet more frequently. On the contrary, when you work in milder conditions, it may be possible to increase the interval between. While regulatory and technical documentation provided to increase the frequency and wide use of means of diagnosing the technical condition of machines for forestry work, the results of which are projected technical condition of mobile power means (MPM) and its residual life. One of the most loaded parts of machines for forestry work is the internal combustion engine (ICE). An operating condition of the internal combustion engine depends on many factors and one of which is an operating condition of the lubrication system of the internal combustion engine. As a rule, one of the main factors influencing the frequency of service not only, but also a machine for forestry work in General is changing the lubricant in internal combustion engines. Lubricant in the engine stands engine oil. Thus, an operating condition

УДК 631.1.004

АЛГОРИТМІЧНІСТЬ ВИЗНАЧЕННЯ ПЕРІОДИЧНОСТІ ВІДНОВЛЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН ЗА СТУПЕНЕМ ВИТРАТ ЇХ РЕСУРСУ

І. Л. Роговський

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція автора: rogovskii@nubip.edu.ua.

Історія статті: отримано – листопад 2019, акцептовано – січень 2020.

Бібл. 14, рис. 1, табл. 1.

Анотація. В статті проведено аналіз підтримання існуючих сільськогосподарських машин в працездатному стані, за яким слід відпрацювати систему технічного обслуговування з урахуванням умов реформування аграрного сектора. Під технічним обслуговуванням розуміється комплекс робіт по підтриманню роботоздатності або справності виробів при використанні за призначенням шляхом регулювальних, знаючих, заправних і кріпильних робіт. Для оцінки альтернативних варіантів доцільно проводити морфологічний аналіз всієї сукупності можливих рішень досліджуваної проблеми, поданих у вигляді морфологічної матриці, в якій подані основні функції машини і варіанти предметних форм їх виконання.

Теоретичними дослідженнями надали відповідь на два головні питання – як має змінюватися система технічного обслуговування залежно від рівня розвитку аграрного виробництва, а також – які параметри повинна мати система обслуговуючого сервісу, щоб виконувати відповідні втручання з мінімальними технологічно потрібними витратами ресурсів та капіталовкладеннями. Оцінку рівня технічного обслуговування сільськогосподарських машин передбачено виконувати за сукупністю організаційно-технічних факторів, формалізованих через частині і комплексні показники, в два етапи. Перший – оцінка через частині показники по кожному фактору окремо. Другий – оцінка комплексного показника (за всіма факторами в цілому).

Ключові слова: методологія, коефіцієнт готовності, ефективність, сільськогосподарська машина.

Постановка проблеми

Однією з передумов забезпечення працездатності і екологічності сільськогосподарських машин в умовах існуючих обмежень фінансових ресурсів і низьких показників безвідмовності цих машин є пошук раціональних рішень з ефективності технічної експлуатації, які б дозволили виконати необхідні об'єми робіт з технічного обслуговування за

мінімальних затратах фінансових і трудових ресурсів [1].

Проблема підвищення надійності [2] й ефективного використання сільськогосподарських машин перебуває в тісному зв'язку із проблемою організації й технологією здійснення всіх процесів передбачених системою технічного обслуговування в аграрному виробництві [3]. Раціональна організація експлуатації машин неможлива при відсутності необхідних відомостей про періодичність і технології виконання профілактичних робіт. У цьому зв'язку створення методики обґрунтування періодичності технічного обслуговування є актуальним науково-практичним завданням [4].

Вивчення факторів, що виявляють вплив на тривалість роботи даного вузла до моменту, коли доцільно проводити профілактичні роботи показує, що в цьому питанні існує своєрідний принцип невизначеності: чим повніше й точніше враховуються зазначені фактори, тим менш є достовірним отриманий результат. Більш достовірної виявляється періодичність ТО, встановлена з урахуванням вимог, сформульована з більш загальних позицій. Наприклад, встановлення періодичності здійснення операцій технічного обслуговування з урахуванням вимог раціональної організації використання машин в умовах, що склалися аграрних підприємствах. У зв'язку із цим у дослідженні розпочата спроба врахувати весь основний комплекс факторів, що визначають періодичність технічного обслуговування за даною машиною [5].

Згідно національних стандартів щодо сільськогосподарських машин передбачено проведення певних видів технічного обслуговування, які класифікуються за етапом існування машини і характеризуються чітко регламентованою періодичністю проведення. Однак ці величини періодичності сформовані згідно планово-попереджувальної системи для виробничих умов [6]. Сьогодення потребує нових рішень щодо наукового обґрунтування величин періодичності проведення технічного обслуговування сільськогосподарських

машин і на думку автора вихідним етапом повинна стати формалізація впливу показників надійності.

Аналіз останніх досліджень

Досягнутий світовий рівень надійності серійних сучасних сільськогосподарських машин, характеризуються наробітком на відмову 140-180 мото-годин і мінімальним до 3% часом простоїв через поломки в період агротроку проведення робіт [7]. Наробіток на відмову вітчизняних зразків – 11-40 мото-годин, простої – 15-35% [8].

Періодичність обслуговування t_{TO} [9]:

$$t_{TO} = \frac{t_{pmin}}{N},$$

де t_{pmin} – мінімальний ресурс об'єкта; N – кількість ТО за ресурс об'єкта.

Середній ресурс об'єкта при і-у періодичності ТО t_{pi} визначається формулою професора А.М. Шейніна [10]:

$$t_{pi} = t_{pmin} \left[\left(\frac{t_{pmax}}{t_{pmin}} - 1 \right) \cdot P_c(t_{TOi}) + 1 \right],$$

де t_{pmax} і t_{pmin} – максимальний і мінімальний ресурс об'єкта, відповідно; $P_c(t_{TOi})$ – середня ймовірність ненаступлення граничного стану періодичності відновлюваної допоміжної системи при напрацюванні t_{TOi} .

Критерієм оптимізації термінів проведення планових технічних обслуговувань є величина середніх питомих затрат, що приходять на одиницю відпрацьованої частини середнього ресурсу [11]:

$$C_{TO} \cdot \tau + (C_p + C_n) \cdot \left(1 - R\left(\frac{\tau}{T}\right) \right) + C_{yo}\left(\frac{\tau}{T}\right) = \frac{+ C_p \cdot R\left(\frac{\tau}{T}\right)}{T \cdot \psi\left(\frac{\tau}{T}\right)},$$

де $C_{TO} \cdot \tau$ – поточні затрати на технічне обслуговування, заміни; C_n – вартість втрат, що пов'язано з простоями або іншими наслідками відмов в експлуатації; C_p – вартість ремонту техніки; $R\left(\frac{\tau}{T}\right)$ – ймовірність безвідмовної роботи за ресурсними відмовами на момент проведення планового ремонту.

Найбільш раціональним варіантом планової заміни є період коли деталі мають наробіток від 50 до 90% середнього ресурсу; дійсний час заміни необхідно визначати, узгоджено з його графіком використання сільськогосподарської техніки [12]. В такому випадку,

визначаючи періоди використання машин і час ТО (заміни) можна перед початком або в кінці виконання сільськогосподарських операцій; основною метою даної стратегії є запобігання аварійних ремонтів в період відповідальних сільськогосподарських робіт (посів, збирання врожаю), потребуючих чіткого виконання операцій в стислі терміни [13].

Для обґрунтування періодичності технічного обслуговування сільськогосподарських машин існує кілька методів [14]: метод органолептичний, що ґрунтується на зміні зовнішнього вигляду (кольору, прозорості тощо) і характеру забруднення поверхонь механізмів, вузлів, агрегатів, оливи, мастила, охолоджуючої та гальмівної рідин – рекомендується для обґрунтування операцій з миття, очищення, змащування, заправлення, дозаправлення і заправно-зливання.

Запропонована оптимальна періодичність проведення контрольно-оглядових операцій технічного обслуговування сільськогосподарських машин [7]:

$$t^{k-o} = \frac{T \cdot \left(\sqrt{T_{ob}^2 + 4 \cdot T_{ob} \cdot (T + T_e)} - T_{ob} \right)}{2 \cdot (T + T_e)},$$

де T – середній наробіток на відмову машини; T_v – середня тривалість усунення відмови, яка обумовлена властивостями ремонтпридатності комбайна; T_{ob} – тривалість технічного обслуговування.

Вираз (1) досить суперечливий оскільки за наробітком на відмову електрообладнання Дон-1500 315 мото-годин і витратами часу на обслуговування 0,3 год оптимальна періодичність 10 мото-годин, а гідросистема 76 мото-годин і витратами часу на обслуговування 0,7 год оптимальна періодичність 7 мото-годин.

Обґрунтування періодичності регульовально-кріпильних операцій технічного обслуговування:

$$t^{p-k} = -\frac{1}{\varpi} \cdot \ln(P_d),$$

де P_d – допустимий рівень ймовірності знаходження машини в технічно справному стані; ϖ – параметр виникнення відмов.

Обґрунтування періодичності виконання мастильно-заправних операцій технічного обслуговування:

$$\exp(\varpi \cdot t^{m-z}) - \varpi \cdot t^{m-z} - \omega \cdot T_{ob} - 1 = 0$$

Періодичність ТО за проф. О.С. Гринченком пропонується визначати через показник довговічності:

$$T_{mo} = T_p \cdot \sqrt[\alpha]{\frac{U_{mo}}{U_{zp}}},$$

де T_{mo} – наробіток, за якої проводиться технічне обслуговування; T_p – наробіток від початку експлуатації до настання граничного стану деталі або ресурсу; U_{zp} – величина граничної зносу конкретної деталі; U_{mo} – величина зносу конкретної деталі в

момент проведення технічного обслуговування; α – коефіцієнт ступеневої функції залежності зносу від наробітки.

В роботах проф. Міхліна В.М. [9] крім забезпечення максимальної ймовірності безвідмовної роботи, оптимальних допустимих відхилень параметрів складових частин, кількості видів ТО, номенклатури операцій при кожному виді ТО формулює вимогу кратності між видами ТО, що значно зменшує межі щодо пошуку оптимальної періодичності. Однак за експериментальними даними [10] показники безвідмовності складових частин спостерігають при підвищених значеннях ТО і зменшенні коефіцієнту варіації, що необхідно узгодити з періодичністю їх проведення: регламентовані; з періодичним контролем; з безперервним контролем; “за потребою”.

Планово-запобіжна система технічного обслуговування і ремонту машин. Згідно із Положенням про планово-запобіжну систему технічного обслуговування і ремонту після суворо встановленого часу роботи машини або виконання певного обсягу робіт за заздалегідь розробленим графіком виконують її технічного обслуговування. У цьому і полягає плановість системи технічного обслуговування. Враховуючи, що при встановленій регламентованій періодичності передбачено виконання обов’язкового переліку технологічних операцій, спрямованих на запобігання відказам у роботі, то ця система є також і запобіжною. Разом з тим, із введенням у практику обслуговування машин діагностики, тобто визначення несправності за допомогою різних технічних засобів, деякі операції виконують тільки при потребі.

Регламентоване ТО виконується з періодичністю і в об’ємі, які встановлено нормативно-технічною документацією незалежно від технічного стану виробу в момент початку ТО. Регламентоване ТО призначається звичайно для вузлів і агрегатів, які не мають чітких ознак несправності. Для таких агрегатів характерні відмови “за параметром”. Під відмовою “за параметром” вбачається відмова, яка виникає внаслідок спрацювання робочих поверхонь деталей, розрегулювання вузла чи агрегату. Наявність відмови “за параметром” не приводить до зупинки машини, але знижує ефективність вузла чи агрегату. До регламентованих робіт можна віднести: очищення фільтрів та центрифуг, повітроочисників; заміна моторних, трансмісійних оливи та консистентних мастил; мащення через прес-оливки; діагностичні роботи.

ТО з періодичним контролем передбачає регламентну перевірку технічного стану і при необхідності виконання робіт ТО. Обслуговування з періодичним контролем добре вписується в виробничу схему використання машин і в багатьох випадках забезпечує найменші витрати грошових коштів, матеріалів і праці на ТО. Це зумовлює широке використання цього режиму на практиці. ТО з безперервним контролем виконується за результатами безперервного контролю технічного стану виробу.

ТО “за потребою” передбачає використання виду обслуговування об’єкту лише тоді коли виникає

відмова. “За потребою” обслуговуються об’єкти, у яких виникають і проявляються відмови “за параметром” чи раптові відмови. При цьому робота об’єкта обслуговування до відмови “за параметром” супроводжується появою чіткої ознаки несправності та величину його інформаційного параметру можна виявити візуально чи з допомогою приладів індикаторного типу. З цією метою машину обладнують спеціальними приладами – сигналізаторами (звуковими, світловими) чи приладами та індикаторами відмов.

Обслуговувати “за потребою” без контролю інформаційного параметру ознаки несправності доцільно об’єкти з малою інтенсивністю відмов та високою вартістю контролю (рама машини, корпус заднього моста і т.п.). Це дозволяє в деяких випадках практично повністю використати ресурс об’єкту і забезпечити мінімальні для даних умов витрати на його обслуговування. разом з тим цей режим має істотні недоліки: обслуговування “за потребою” погано пов’язується з формами організації праці робітників, які обслуговують машини, тому що має місце безособлювання робіт. Такий вид обслуговування може бути ефективним при створенні систем і механізмів, які самообслуговуються (обладнання ланцюгових передач, гусеничних рушіїв пристроями, які автоматично встановлюють необхідну величину натягу їх гнучкого елементу).

Мета досліджень

Мета досліджень – описати особливості аналітичних підходів до алгоритмічності визначення періодичності відновлення працездатності сільськогосподарських машин за ступенем витрат їх ресурсу.

Результати досліджень

Всім процесам зміни стану, які відбуваються при роботі машини відповідають свої характерні закономірності, які визначаються конструкцією складової частини, умовами роботи і іншими факторами.

Першою і основною частиною робіт з встановлення режимів ТО є виявлення основних закономірностей і причин зміни технічного стану. Другою частиною є встановлення допустимих значень параметрів стану деталей, спряжень, з’єднань. На режими ТО впливає багато різноманітних факторів. Поєднання цих факторів є випадковим. Тому режими ТО повинні встановлюватись шляхом обробки з використанням методів математичної статистики і теорії ймовірності результатів масових спостережень.

Процес обслуговування технічних засобів має циклічний характер. Середня тривалість циклу обслуговування кожного засобу системи виражається наступним співвідношенням:

$$\tau_{\text{ц}} = \tau + \tau_{\text{к}} + \tau_{\text{п}} P(\tau) + \tau_{\text{в}} [1 - P(\tau)], \quad (1)$$

де τ - період обслуговування;

$\tau_{\text{к}}$ - середня тривалість контролю стану;

τ_n - середня тривалість запобіжного профілактики;
 τ_b - середня тривалість аварійно-відновлювальних робіт;

$P(\tau)$ - ймовірність безвідмовної роботи машини на періоді τ .

Вважаємо, що фактичний стан машини виявляється в планові сеанси контролю. У зв'язку з цим має місце наступне співвідношення:

$$\tau = \tau_\phi + \tau_o \quad (2)$$

де τ_ϕ - середній час працездатного стану;

τ_o - середній час знаходження машини у відмові на періоді τ .

Час працездатного стану машини на періоді обслуговування визначається так:

$$\tau_\phi = \int_0^{\tau} P(\tau) d\tau \quad (3)$$

При експоненціальному законі розподілу часу виникнення відмов справедливо наступне співвідношення:

$$P(\tau) = \exp \{-\lambda\tau\},$$

де λ - інтенсивність відмов машини.

Організація експлуатації машин передбачає визначення раціональних або оптимальних в деякому сенсі термінів технічного обслуговування, які забезпечують необхідну якість функціонування цих машин.

Важливим показником якості функціонування є коефіцієнт простою. Його значення може бути обчислено за допомогою співвідношення:

$$K_{\pi} = \tau_o + \tau_{\kappa} + \tau_{\pi} P(\tau) + \tau_{\pi} [1 - P(\tau)] / \tau + \tau_{\kappa} + \tau_{\pi} P(\tau) + \tau_{\pi} [1 - P(\tau)] \quad (4)$$

Аналіз функції $K_{\pi}(\tau)$ (4) показує, що існує період технічного обслуговування, при якому коефіцієнт простою досягає мінімального значення

K_{π}^* . Завдання визначення оптимального періоду обслуговування засобів запишемо в наступному вигляді:

$$\tau^* = \arg \min K_{\pi}(\tau) \quad (5)$$

Розглянутий підхід доцільно використовувати стосовно окремих, функціонально відокремлених машин. Однак поряд з таким, широке застосування отримали технічні комплекси, що включають в себе безліч різних за структурою, складністю та надійністю засобів. Кожному з цих коштів буде відповідати свій оптимальний період τ^* і технічного обслуговування. Безліч обчислених значень τ^* , відповідне безлічі засобів комплексу $i = 1, n$, можуть утворити в часі таку сукупність циклів обслуговування, що практична її реалізація виявиться нерациональною або неможливою. Тому виникає необхідність привести до ладу цю сукупність шляхом знаходження компромісних, близьких до оптимальних, значень періодів обслуговування для всіх засобів комплексу. Такий компроміс є відображенням вирішального правила, яке вводиться неформально і визначає собою допустиме відхилення значень періодів обслуговування засобів від

оптимальних τ^* і значень. Конструктивним з точки зору впорядкування термінів обслуговування різнонадійних засобів комплексу є кратність періодів їх обслуговування. Різні засоби комплексу (або групи засобів) будуть обслуговуватися з різною періодичністю:

$$\{\tau_p, 2\tau_p, \dots, m\tau_p\},$$

де τ_p - розрахунковий час періоду обслуговування найменш надійного засобу; m - кількість різнонадійних засобів (груп засобів) комплексу.

Початок кожного інтервалу часу $k\tau_p$, $k = 1, m$, буде відповідати початку циклу обслуговування одного або кількох близьких по надійності засобів комплексу. Окремий засіб комплексу S_i буде обслуговуватися з періодом $k_i\tau_p$ достатньо близьким до τ^*_i .

Вирішальне правило полягає в тому, щоб забезпечувалася кратність періодів обслуговування засобів комплексу $\tau_i = k_i\tau_p$ і виконувалася умова:

$$|k_i\tau_p - \tau^*_i| \rightarrow \min \quad (6)$$

Співвідношення (6) відображає загальний підхід до вирішення даної задачі. Однак має практичну значимість його окремий випадок, який використовується в заявленому винаході, а саме

$$|k\tau_{\min}^* - \tau^*_i| \rightarrow \min \quad (7)$$

де $\tau_{\min}^*$ - оптимальний період технічного обслуговування найменш надійного засобу системи.

Ця умова трансформується в вибір деякого допустимого значення коефіцієнта простою K_{π} д яке забезпечує виконання вимоги мінімізації (7) і визначає межі допустимого значення τ_d і періоду обслуговування кошти. Значення τ_d і визначається виходячи з того, що коефіцієнт простою кожного засобу буде дорівнює деякому допустимому значенню, тобто $K_{\pi i} = K_{\pi d}$.

Деяке відхилення $K_{\pi i}$ від мінімального K_{π}^* дозволяє розширити область допустимих значень τ_d і періоду обслуговування. Значення $K_{\pi d}$ можна визначити як деяку частину $0 < \mu \leq 1$ від мінімального значення, тобто $K_{\pi d} = \mu K_{\pi}^*$. При цьому τ_d і не обмежується тільки τ^* і оптимальним значенням, а буде знаходитися в інтервалі $\tau_d \leq \tau^* \leq \tau_d \text{ кон.} i$, де $\tau_d \text{ кон.} i = \tau^* i - \Delta\tau i$, $\tau_d \text{ кон.} i = \tau^* i + \Delta\tau 2i$. Це дозволяє визначити конкретні (обчислювальні) значення періодів обслуговування $\tau_{\text{внч}} i = \tau_i$ засобів комплексу, що забезпечують функціонування цих засобів з мінімально можливими коефіцієнтами простою $K_{\pi i} \text{ внч} \leq K_{\pi d}$.

Відзначимо, що кращою для вирішення поставленого завдання є область значень періоду τ_i , обмежена оптимальним значенням $\tau^* i$ і максимально допустимим $\tau_d \text{ кон.} i$, тобто $\tau^* i < \tau_i \leq \tau_d \text{ кон.} i$. Оскільки періоди обслуговування окремих засобів знаходяться з умови їх кратності, то цим забезпечується раціональне в організаційному плані обслуговування комплексу засобів в цілому.

Результати вирішення поставленого завдання стосовно розглянутого прикладу видно, що періодичність обслуговування різних засобів системи різна, при цьому

$$\tau_2^{\text{внч}} = 2\tau_1^*, \tau_2^{\text{внч}} = 3\tau_1^*$$

стане рівним $2\Delta t$, і процес обчислення значення $K_{п1}$ повториться, але при новому значенні періоду обслуговування, тобто $\tau_1 = \tau * 1 + 2\Delta t$. Цикл обчислення $K_{п1}$ буде повторюватися з кожним m -ним збільшенням значення періоду $\tau_1 = \tau_1 * m + m\Delta t$ до тих пір, поки буде зберігатися нерівність $K_{п1} \leq K_{п1}$ д. Як тільки в компараторе 8 виявиться, що обчислене значення $K_{п1} > K_{п1}$ д, на другому виході компаратора 8 з'явиться керуючий сигнал, який запустить чекає мультівібратора 13. Керуючий сигнал, з виходу мультівібратора 13, надходить на другий вхід інтегратора 10 і скидає його значення в нуль, відкриває ключ 15 і надходить на другий вхід елемента пам'яті 14. За цим сигналом обчислене значення періоду обслуговування, затримане елементом 11 на один цикл обчислення $t_i = \tau_1 * (m-1) \Delta t$, з виходу елемента пам'яті 14 через ключ 15 надходить на другий вхід второго блоку поділу 16. На перші входи другого блоку поділу 16 і другого блоку множення 17 з шостого виходу блоку пам'яті 1 надходить сигнал, відповідний значенням $\tau * \min$. У другому блоці ділення 16 формується сигнал як результат цілочисельного ділення $N = \tau_1 / \tau * \min$ і передається до другого блоку множення 17, де обчислюється шукана величина твич $1 = N\tau * \min$ і передається на вихід пристрою. У той же час керуючий сигнал з виходу мультівібратора 13 через другий елемент затримки 12 надходить безпосередньо на другий вхід датчика часу 7, встановлюючи його в нульовий стан. Крім того, вихідний сигнал другого елемента затримки 12 через схему АБО 20 запускає датчик часу 7 і переводить вихідний сигнал зсувного регістру 19 на один крок, що забезпечує зчитування вихідних даних з блоку пам'яті 1 для другої підсистеми, і робота пристрою повторюється, але вже з новими значеннями вхідних величин. У той же час керуючий сигнал з виходу мультівібратора 13 через другий елемент затримки 12 надходить безпосередньо на другий вхід датчика часу 7, встановлюючи його в нульовий стан. Крім того, вихідний сигнал другого елемента затримки 12 через схему АБО 20 запускає датчик часу 7 і переводить вихідний сигнал зсувного регістру 19 на один крок, що забезпечує зчитування вихідних даних з блоку пам'яті 1 для другої підсистеми, і робота пристрою повторюється, але вже з новими значеннями вхідних величин.

Після обчислення твич і, відповідного останньої підсистемі досліджуваної системи, робота пристрою закінчується.

Позитивний ефект, який дає запропоноване технічне рішення, полягає в тому, що пристрій дозволяє на основі принципу кратності визначити

періоди технічного обслуговування підсистем складної системи.

Практична реалізація запропонованого рішення є більш раціональною з точки зору витрачання матеріального і тимчасового ресурсів, організації технічного обслуговування системи і використання надійніших ресурсів підсистем.

Комбайни мають трудомісткість усунення відмов 6,6-8,6 годин, найбільше 17,8 годин. Приклад

підвищення готовності комбайна.
$$K_z = \frac{T_{\epsilon}}{T_{\epsilon} + T_{y.n.}},$$

звідки
$$T_{y.n.} = \frac{T_{\epsilon} \cdot (1 - K_z)}{K_z}, \text{ год.}$$
 Зважаючи на те, що

рівень наробітки на відмову для зернозбиральних комбайнів 42 години, при фактичному коефіцієнті готовності 0,82 отримуємо, що на усунення несправностей відводиться

$$T_{y.n.} = \frac{42 \cdot (1 - 0,82)}{0,82} = 9,2 \text{ годин.}$$
 Підвищення ж

коефіцієнта готовності за рахунок заходів ТО до 0,92 дозволить при тих же затратах часу на усунення несправностей забезпечити наробіток на відмову до

$$T_{\epsilon} = \frac{T_{y.n.} \cdot K_z}{1 - K_z} = \frac{9,2 \cdot 0,92}{1 - 0,92} = 105,8 \text{ годин,}$$
 тобто

підвищити на його 2,5 рази, до рівня кращих світових комбайнів.

При нормативному навантаженні на зернозбиральний комбайн в 260 га на сезон.

Можемо відзначити, що підвищення до 0,92 коефіцієнта готовності отримаємо, що лише два періода простоя пр наробітку 105,8 годин та 211,6 годин, тобто затрати часу на усунення несправностей будуть складати лише 18,4 годин.

Тоді як при коефіцієнті готовності в 0,82 маємо 6 періодів відмов 42 години, 84 год, 126 год, 168 годин, 210 годин і 252 годин наробітку комбайна.

Отже, сумарний очікуваний час простоїв з усунення несправностей буде:

	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018
ЗК	105,18	85,93	62,24	47,15	44,25	41,03	39,09
КЗ	15,29	12,04	7,87	4,75	4,18	3,64	3,17
БМ	19,84	18,33	12,98	8,48	7,70	6,58	5,77

ЗК – зернозбиральні комбайни, КЗ – кормозбиральні комбайни, БМ – самохідні бурякозбиральні машини.

Висновки

1. У складних технічних системах, якими є сільськогосподарські машини, де фізично неможливо стежити за індивідуальними наробітком всіх окремих вузлів, деталей (компонентів), застосовується календарне технічне обслуговування – означає проведення техобслуговуючої системи через фіксовані інтервали часу. Очевидно, дані інтервали повинні бути оптимальними для всієї сукупності компонентів, забезпечуючи при цьому максимальні надійність та ефективність системи. Це приводить до необхідності створення стохастичних моделей технічного

обслуговування, що враховують всі види взаємодій між компонентами і дозволяють визначати оптимальні терміни проведення технічного обслуговування.

2. Розроблено методику оптимізації періодичності технічного обслуговування машин за техніко-економічним критерієм і методика пошуку раціональної періодичності їх обслуговування з урахуванням обмежень, і методами планування робіт з технічного обслуговування сільськогосподарських машин з урахуванням швидкості витрачання їх технічного ресурсу.

Список літератури

1. *Sergejeva N., Aboltins A., Strupule L., Aboltina B.* Mathematical knowledge in elementary school and for future engineers. Proceedings of 17th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 23-25, 2018, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 17, pp. 1166-1172.
2. *Dubbini M., Pezzuolo A., De Giglio M., Gattelli M., Curzio L., Covi D., Yezekyan T., Marinello F.* Last generation instrument for agriculture multispectral data collection. CIGR Journal, vol. 19, 2017, pp. 158-163.
3. *Yata V.K., Tiwari B.C., Ahmad, I.* Nanoscience in food and agriculture: research, industries and patents. Environmental Chemistry Letters, vol. 16, 2018, pp. 79-84.
4. *Masek J., Novak P., Jasinskas A.* Evaluation of combine harvester operation costs in different working conditions. Proceedings of 16th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 24-26, 2017, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 16, pp. 1180-1185.
5. *Rogovskii I., Grubrin O.* Accuracy of converting videoendoscopy combine harvester using generalized mathematical model. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: technique and energy of APK. Kyiv, Ukraine. vol. 298, 2018, pp. 149-156. doi: 10.31548/me.2018.04.149-156.
6. *Viba J., Lavendelis E.* Algorithm of synthesis of strongly non-linear mechanical systems. In Industrial Engineering – Innovation as Competitive Edge for SME, 22 April 2006. Tallinn, Estonia, pp. 95-98.
7. *Luo A.C.J., Guo Y.* Vibro-impact Dynamics. Berlin: Springer-Verlag, 2013. 213 p.
8. *Astashev V., Krupenin V.* Efficiency of vibration machines. Proceedings of 16th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 24-26, 2017, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 16, pp. 108-113.
9. *Zagurskiy O., Ohienko M., Rogach S., Pokusa T., Titova L., Rogovskii I.* Global supply chain in context of new model of economic growth. Conceptual bases and trends for development of social-economic processes. Monograph. Opole. Poland, 2018, pp. 64-74.
10. *Drga R., Janacova D., Charvatova H.* Simulation of the PIR detector active function. Proceedings of 20th International conference on Circuits, Systems, Communications and Computers (CSCC 2016), July 14-17, 2016, E D P Sciences, 17 Ave Du Hoggar Parc D

Activites Coutaboeuf Bp 112, F-91944 Cedex A, France, vol. 76, UNSP 04036.

11. *Novotny J.* Technical and natural sciences teaching at engineering faculty of FPTM UJEP. Proceedings of 15th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 23-25, 2016, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 15, pp. 16-20.

12. *Pinzi S., Cubero-Atienza A.J., Dorado M.P.* Vibro-acoustic analysis procedures for the evaluation of the sound insulation characteristics of agricultural machinery. Journal of Sound and Vibration, vol. 266 (3), 2016, pp. 407-441.

13. *Rogovskii I. L.* Systemic approach to justification of standards of restoration of agricultural machinery. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2019, Vol. 10, No 3, P. 181-187.

14. *Rogovskii I. L.* Consistency ensure the recovery of agricultural machinery according to degree of resource's costs. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2019, Vol. 10, No 4, P. 145-150.

References

1. *Sergejeva N., Aboltins A., Strupule L., Aboltina B.* (2018). Mathematical knowledge in elementary school and for future engineers. Proceedings of 17th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 23-25, 2018, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 17, 1166-1172.
2. *Dubbini M., Pezzuolo A., De Giglio M., Gattelli M., Curzio L., Covi D., Yezekyan T., Marinello F.* (2017). Last generation instrument for agriculture multispectral data collection. CIGR Journal, vol. 19, 158-163.
3. *Yata V.K., Tiwari B.C., Ahmad, I.* (2018). Nanoscience in food and agriculture: research, industries and patents. Environmental Chemistry Letters, vol. 16, 79-84.
4. *Masek J., Novak P., Jasinskas A.* (2017). Evaluation of combine harvester operation costs in different working conditions. Proceedings of 16th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 24-26, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 16, 1180-1185.
5. *Rogovskii I., Grubrin O.* (2018). Accuracy of converting videoendoscopy combine harvester using generalized mathematical model. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: technique and energy of APK. Kyiv, Ukraine. vol. 298, 149-156. doi: 10.31548/me.2018.04.149-156.
6. *Viba J., Lavendelis E.* (2006). Algorithm of synthesis of strongly non-linear mechanical systems. In Industrial Engineering – Innovation as Competitive Edge for SME, 22 April 2006. Tallinn, Estonia, 95-98.
7. *Luo A.C.J., Guo Y.* (2013). Vibro-impact Dynamics. Berlin: Springer-Verlag. 213.

8. *Astashev V., Krupenin V.* (2017). Efficiency of vibration machines. Proceedings of 16th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 24-26, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 16, 108-113.

9. *Zagurskiy O., Ohiienko M., Rogach S., Pokusa T., Titova L., Rogovskii I.* (2018). Global supply chain in context of new model of economic growth. Conceptual bases and trends for development of social-economic processes. Monograph. Opole. Poland, 64-74.

10. *Drga R., Janacova D., Charvatova H.* (2016). Simulation of the PIR detector active function. Proceedings of 20th International conference on Circuits, Systems, Communications and Computers (CSCC 2016), July 14-17, 2016, E D P Sciences, 17 Ave Du Hoggar Parc D Activites Coutaboeuf Bp 112, F-91944 Cedex A, France, vol. 76, UNSP 04036.

11. *Novotny J.* (2016). Technical and natural sciences teaching at engineering faculty of FPTM UJEP. Proceedings of 15th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 23-25, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 15, 16-20.

12. *Pinzi S., Cubero-Atienza A.J., Dorado M.P.* (2016). Vibro-acoustic analysis procedures for the evaluation of the sound insulation characteristics of agricultural machinery. Journal of Sound and Vibration, vol. 266 (3), 407-441.

13. *Rogovskii I. L.* (2019). Systemic approach to justification of standards of restoration of agricultural machinery. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. Vol. 10, No 3, 181-187.

14. *Rogovskii I. L.* (2019). Consistency ensure the recovery of agricultural machinery according to degree of resource's costs. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. Vol. 10, No 4, 145-150.

АЛГОРИТМИЧНОСТЬ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПЕРИОДИЧНОСТИ ВОССТАНОВЛЕНИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН ПО СТЕПЕНИ ЗАТРАТ РЕСУРСА

И. Л. Роговский

Аннотация. В статье проведен анализ поддержания существующих сельскохозяйственных машин в работоспособном состоянии, за которым следует отработать систему технического обслуживания с учетом условий реформирования аграрного сектора. Под техническим обслуживанием понимается комплекс работ по поддержанию работоспособности или исправности изделий при использовании по назначению путем регулировочных, знающих, заправочных и крепежных работ. Для оценки альтернативных вариантов целесообразно проводить морфологический анализ всей совокупности возможных решений исследуемой проблемы, представленных в виде морфологической матрицы, в которой представлены основные функции машины и варианты предметных форм их выполнения.

Теоретическими исследованиями предоставили ответ на два главных вопроса – как должна меняться система технического обслуживания в зависимости от уровня развития аграрного производства, а также – какие параметры должна иметь система обслуживающего сервиса, чтобы выполнять соответствующие вмешательства с минимальными технологически необходимыми затратами ресурсов и капиталовложениями. Оценку уровня технического обслуживания сельскохозяйственных машин предусмотрено выполнять по совокупности организационно-технических факторов, формализованных через части и комплексные показатели, в два этапа. Первый – оценка через части показатели по каждому фактору отдельно. Второй – оценка комплексного показателя (по всем факторам в целом).

Ключевые слова: методология, коэффициент готовности, эффективность, сельскохозяйственная машина.

ALGORITHMICALLY DETERMINE THE FREQUENCY OF RECOVERY OF AGRICULTURAL MACHINERY ACCORDING TO DEGREE OF RESOURCE'S COSTS

I. L. Rogovskii

Abstract. In the article the analysis of existing agricultural machines in a healthy state, followed by work on the maintenance system subject to the conditions of reforming of the agrarian sector. Under maintenance refers to the complex of works on maintenance of working capacity or serviceability of the products during use by adjusting, knowledgeable, filling and retaining work. For the assessment of the alternatives it is advisable to conduct morphological analysis of the entire set of possible solutions to the research problem presented in a morphological matrix, which presents the basic functions of the machine and options the subject of the forms of their implementation.

Theoretical research has provided the answer to two fundamental questions – how to change maintenance system depending on the level of development of agricultural production, and what parameters must have the system maintenance service to perform the appropriate intervention with the minimum technologically necessary costs of resources and investment. Assessment of the level of maintenance of agricultural machinery is provided to carry on the totality of organizational and technical factors, formalized through parts and complex indicators, in two phases. The first evaluation of using of the indicators for each factor separately. Second – assessment of a complex indicator (for all factors).

Key words: methodology, availability, efficiency, agricultural machine.

И. Л. Роговский ORCID 0000-0002-6957-1616.

УДК 631.354:633.1

ОБГРУНТУВАННЯ ВПЛИВУ КОВШОВОГО ТРАНСПОРТЕРА НА ТРАВМУВАННЯ І ЯКІСТЬ НАСІННЯ ЗЕРНОВИХ КУЛЬТУР

Д. А. Дерев'янка¹, В. М. Поліщук², С. Б. Чичилук¹, О. Д. Дерев'янка¹

¹Поліський національний університет, Україна.

²Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

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

Історія статті: отримано – листопад 2019, акцептовано – січень 2020.

Бібл. 12, рис. 3, табл. 1.

Анотація. Метою досліджень є покращення якості насіння шляхом зниження його макро- і мікротравмування під час збирання, оброблення зернового вороху, підготовлення насіння та інших технологічних процесів. Теоретичні дослідження і розрахунки виконувалися шляхом математичного моделювання роботи технічних засобів та технологічних процесів, використання основних законів механіки і сучасних методів комп'ютерних розрахунків. Експериментальні дослідження виконувалися в лабораторно-виробничих умовах із використанням натурних зразків та технічних засобів за розробленими і стандартними методиками. Результати теоретичних та експериментальних досліджень свідчать, що під час транспортування і контактування зернівок з робочими поверхнями ковшів, зворотнього зсипання, швидкості руху, затищення і зіткнення відбувається суттєве збільшення макро- та мікротравмування насіння, що в кінцевому результаті негативно впливає на його якісні показники. Особливо це стосується зниження польової схожості насіння, що зменшує урожайність будь-якої зернової культури, а відповідно зменшиться валове виробництво зерна. Дослідження свідчать, що руйнування матеріалу відбувається, якщо механічна дія сил більша за міцність матеріалу, на який ці сили діють, тому розрахунковим шляхом необхідно визначати величину контактуючої сили в залежності від маси, швидкості, пружності тіл, а також зовнішніх факторів під час контактування. Напруження, що виникає від механічної дії та тиск на зернівку при зіткненні з робочими поверхнями і взаємоударяннях сприяють мікротравмуванню. Швидкість руху смуги, заповнення ковшів насінням, зворотнє висипання, площі поверхонь робочих органів, затищення зернівок в зазорах між ковшем і смугою та інші фактори у сукупності і взаємозв'язку з біологічними та механіко-технологічними властивостями насіння зернових культур впливають на травмування зернівок і їх якісні показники. Доведено, що мікротравмування зернівок у різних агрокліматичних зонах до завантаження ковшовими транспортерами знаходилося в межах 22,9–23,5%, а після

транспортування ковшовими транспортерами досягло 45,3–46,4%, тобто збільшилося у два рази, а мікротравмування зросло на 21,8–23,5%. Без пошкоджень після розвантаження із ковшів залишилося 54,7% насіння озимої пшениці. Отримані дані можуть вважатися за доказову базу необхідності практичного використання ефективних та високопродуктивних і, одночасно, безпечних технічних засобів під час підготовлення насіння для забезпечення високих якісних показників і насамперед його схожості, що суттєво впливає на урожайність будь-якої зернової культури.

Ключові слова: насіння, зернівка, технологічний процес, якість, мікротравмування, макротравмування, технічні засоби, швидкість руху.

Постановка проблеми

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

стадіях його підготовки і сівби та покращення якості є актуальною науково-прикладною проблемою. А також є одним із головних невикористаних резервів підвищення урожайності та валового виробництва зерна.

Аналіз останніх досліджень

Дослідження [1, 2] показують, що зменшення впливу робочих елементів технічних засобів під час виконання технологічних процесів на травмування зернівок сприяє суттєвому покращенню якісних показників насіння та зростанню урожайності зернових культур. Однак дослідження у цьому напрямку до цього часу у вітчизняній агроінженерії були досить обмежені. А експериментальні, виробничі та лабораторні комплексні дослідження макро- і мікротравмування сучасних сортів зернових культур у агрозонах Лісостепу та Полісся зовсім відсутні.

У створенні фундаменту наукових основ теорії взаємовпливу робочих поверхонь механізмів та різних матеріалів, в тому числі зернової маси, значний внесок зробили такі відомі вчені [3, 4, 5]. Дослідження [1, 2, 6] свідчать, що травмування зернівок під час обмолочування сягає 20 % і більше, а при доробленні зернового вороху і підготовленні насіння та сівби їх кількість значно зростає, інколи сягає 60–80 %.

За даними [7] травмування зернівок під час обмолочування інколи сягає 30–35 %, а за підготовки насіння навіть більше 50 %, залежно від вологості зернового вороху та механічних навантажень. Дослідження [7, 8] свідчать, що при контактуванні зернівок з робочою поверхнею гвинта в залежності від кута підняття витка найменша інтенсивність притиснення, а значить мікротравмування насіння, перебуває в діапазоні зміни кута підняття витка $\alpha=5-10^\circ$. При збільшенні кута підняття до 15° і більше, інтенсивність притиснення зростає пропорційно збільшенню кута підняття витка гвинта.

За даними [9] при підсушуванні різних видів насіння необхідно обирати оптимальні режими з мінімальними витратами енергії, механічними навантаженнями для отримання якісного насіння. Результати досліджень [10] свідчать про вплив навіть стресових умов на якість насіння, тобто світла, температури, окислення. А в поєднанні з механічними навантаженнями, травмами і деформаціями якість насіння знижується. Дослідження [11] свідчать, що схеми сівозмін та різні екстракти одночасно із механічними впливами і деформаціями знижують якість насіння овочевих та зернових культур.

Експериментальні дослідження [12], свідчать, що при зіткненні зернівки із поверхнями транспортувальних технічних засобів, які обертаються із кутовою швидкістю $8-10 \text{ рад}\cdot\text{с}^{-1}$ і більше, створюватимуться умови зростання деформації, мікротравмування та зниження якості насіння.

Таким чином, глибоке і всебічне вивчення фізико-механічних та біологічних особливостей насіння і розроблення нових технологій та модернізація робочих органів забезпечать мінімальну кількість мікротравмування зернівок, тріщин, деформацій. Слід зазначити, що комплексних теоретичних та експериментально-виробничих досліджень впливу робочих органів на міцність, руйнування, деформацію і травмування зернівок під час збирання і всіх наступних технологічних процесів підготовки насіння і сівби не проводилося. Тому результати дослідження повинні виправити і покращити вирішення цієї надзвичайно важливої проблеми.

Мета досліджень

Покращення якості насіння шляхом зниження його макро- і мікротравмування під час збирання, оброблення зернового вороху, підготовки насіння та інших технологічних процесів.

Матеріали та методи

Теоретичні дослідження і розрахунки виконувалися шляхом математичного моделювання роботи технічних засобів та технологічних процесів, використання основних законів механіки і сучасних методів комп'ютерних розрахунків. Експериментальні дослідження виконувалися в лабораторно-виробничих умовах із використанням натурних зразків та технічних засобів за розробленими і стандартними методиками.

Результати досліджень

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

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

Під час оброблення зернового вороху, підготовки насіння і сівби, робочі органи впливають на збільшення та утворення нових макро- і мікротравм. Вони впливають на міцність зернівок, адже зусилля руйнування і максимальне напруження зростають більше ніж у два рази, а деформація збільшується до 0,22 мм, що сприяє

мікротравмуванню.

Дослідження впливу робочих поверхонь транспортувальних технічних засобів, і зокрема ковшових транспортерів свідчать, що головні ділянки травмування і руйнування зернівок знаходяться під час зіткнення із зовнішніми і внутрішніми поверхнями ковша, зворотного зсипання, швидкості руху смуги, затиснення між робочими органами, заповнення і кроку розміщення ковшів на смузі, віддалі транспортування, тощо.

Утворення тріщини, макро- і мікротравмування органічної речовини зернівки необхідно розглядати як процес, що проходить дві стадії: зародження умов для утворення майбутньої тріщини, тобто фізичні особливості руйнування, та вплив робочих елементів різних технічних засобів, що беруть участь у технологічних процесах.

Дослідження свідчать, що руйнування матеріалу відбувається, якщо механічна дія сил більша за міцність матеріалу, на який ці сили діють, тому розрахунковим шляхом необхідно визначати величину контактуючої сили в залежності від маси, швидкості, пружності тіл, а також зовнішніх факторів під час контактування.

При цьому напруження, що виникає від механічної дії сили на зернівку, можна обчислити за наступним виразом:

$$\sigma_n = \sqrt[3]{\frac{2m_3 F_y^2 k e_n^2 e}{\pi a b (\ln e_3 + k e_n)^2}} \quad (1)$$

де m – маса зернівки; F – сила зіткнення зернівки з робочим органом; e – модулі пружності робочої поверхні та зернівки; k – коефіцієнт що залежить від радіуса зіткнення; a – ширина зернівки; b – товщина зернівки.

Із виразу (1) видно, що напруження, яке виникає від механічного впливу на зернівку під час технологічного процесу транспортування і зіткнення з робочими поверхнями ковша та смуги залежить від

маси зернівки, сили зіткнення і модуля пружності робочої поверхні технічного засобу і зернівки.

Для визначення тиску при зіткненні зернівки з робочими органами а також при взаємному зіткненні зернівок можна використати такий вираз:

$$T = k_3 \sqrt[3]{\frac{F(e_1 e_2)^2}{b^2(e_1 + e_2)^2}} \quad (2)$$

де k_3 – коефіцієнт, що залежить від радіуса зіткнення; e_1 і e_2 – модулі пружності робочої поверхні та зернівки; F – сила зіткнення; b – товщина зернівки.

Із розглянутих виразів (1) і (2) видно, що знизити травмування зернівки можливо за рахунок зниження сили зіткнення, модуля пружності робочої поверхні та маси зернівки.

Необхідно зазначити, що в основу наукових рекомендацій зниження травмування зернівок деякі дослідники брали теорію контактуючих деформацій для однорідних матеріалів, але зернівка, а тим більше, зерновий ворох не відносяться до однорідних ні по структурі, ні по біологічному і хімічному складу. Обов'язково необхідно в дослідженнях враховувати конструктивні параметри, матеріали, режими роботи та інші технічні особливості машин.

При транспортуванні та завантаженні насіння ковшовими транспортерами відбувається взаємодія зернівок з робочими поверхнями при завантаженні ковшів, зворотного висипання, співударяння, розвантаження та ударів з кожухом головки елеватора, що в сукупності впливає на травмування, деформацію і особливо мікротравмування зернівок.

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

Надана схема заповнення насінням ковша (рис. 1) показує, що верхня зона розміщення насіння має форму логарифмічного витка під кутом зрізу 25–30°.

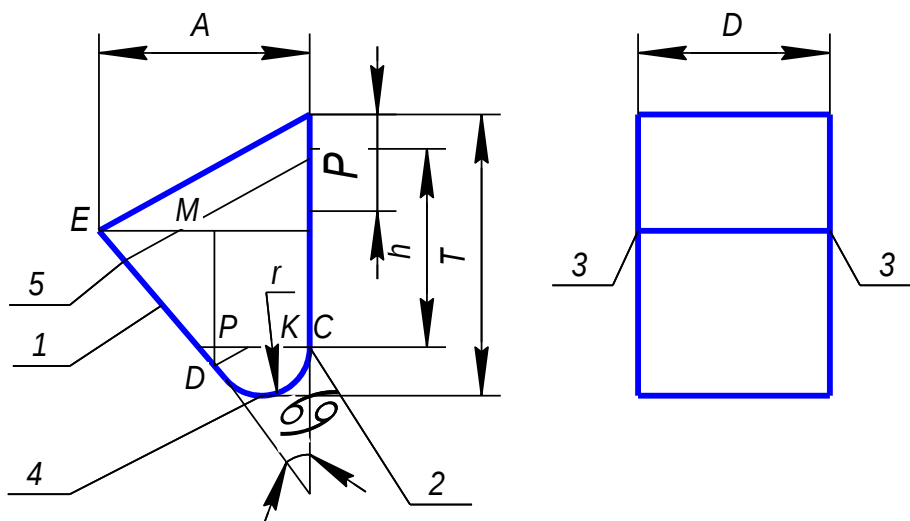


Рис. 1. Схема заповнення ковша насінням: 1 – передня частина; 2 – задня частина; 3 – бокові частини; 4 – дно ковша; 5 – верхня зона розміщення насіння

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

Відповідно до цього рисунка, площу контактування насіння з внутрішньою поверхнею ковша можна визначити, розглянувши трикутники EMD і DPK з урахуванням довжини передньої частини ковша, його ширини, площі дна та площі контактування із поверхнею задньої частини ковша.

На рис. 2 показана схема ковшового

транспортера, де можна бачити, що травмування насіння залежить від величини радіуса барабана, радіуса округлення дна ковша, кута захоплення насіння, зазору між ковшем і смугою.

На рис. 3 показана залежність переміщення та затиснення зернівки від величини зазору між ковшем і смугою.

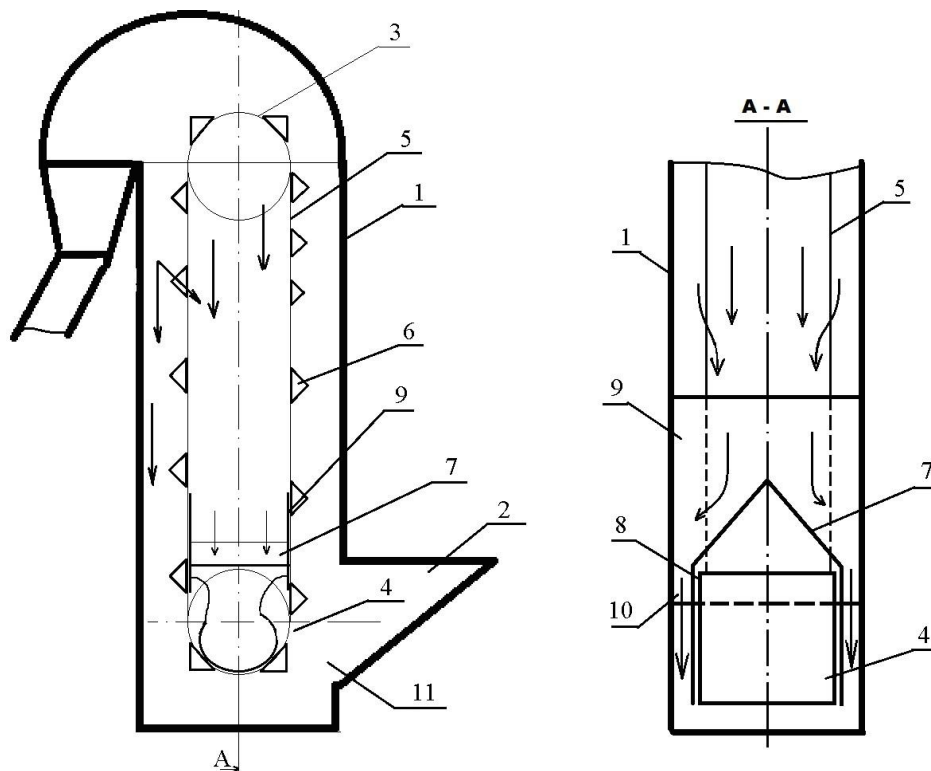


Рис. 2. Ковшовий транспортер: 1 – кожух; 2 – лоток завантаження; 3 – верхній барабан; 4 – нижній барабан; 5 – смуга; 6 – ківш; 7 – розподільник; 8 – напрямник; 9 – захисна зона; 10 – канал зони

Fig. 2. Bucket conveyor: 1 – casing; 2 – download tray; 3 – the top drum; 4 – the lower drum; 5 – strip; 6 – ladle; 7 – spreader; 8 – guide; 9 – protection zone; 10 – channel zone

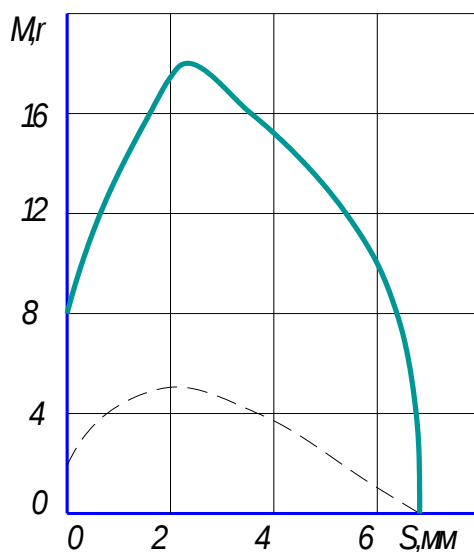


Рис. 3. Залежність переміщення та затиснення зернівки від величини зазору між ковшем і смугою:

———— загальне переміщення насіння; - - - - - переміщення затисненого насіння

Fig. 3. The dependence of the movement and clamping of grains on the size of the gap between the bucket and the strip: ————— total movement of seeds; - - - - - moving cluttered seeds

Дані експериментальних досліджень (табл. 1) свідчать, що макротравмування насіння озимої пшениці різних сортів до завантаження ковшовим транспортером становило 3,95–4,25%, а після технологічного процесу завантаження травмування ковшовими транспортерами зросло до 7,1–7,85%, тобто майже у два рази, а мікротравмування зросло на 21,8–23,5%.

Отже, результати експериментальних досліджень (табл.1) свідчать, що під час транспортування і контактування зернівок з робочими поверхнями ковшів, зворотнього зсипання, швидкості руху, затиснення і зіткнення відбувається суттєве

збільшення макро- та мікротравмування насіння, що в кінцевому рахунку негативно впливає на його якісні показники. Особливо це стосується зниження польової схожості насіння, що призводить до зменшення урожайності будь-якої зернової культури, а відповідно зменшиться валове виробництво зерна.

Після завершення технологічного процесу транспортування ковшовими транспортерами нетравмованого насіння залишилося 54,7%. Тобто майже половина від загальної кількості насіння травмувалося від завантаження до завершення транспортування, що суттєво вплине на його якість, а відповідно на урожайність.

Таблиця 1. Травмування насіння озимої пшениці під час транспортування ковшовими транспортерами.

Table 1. Injury of winter wheat seeds during transport by ladle conveyors.

Господарство, сорт	Операції	Макротравми	Мікротравми			
			зародка	оболонки	всього травм	без травм
СВК «Маяк» Вінницької області, Одеська 237	До завантаження в ковш	4,35	3,15	4,15	23,5	76,5
	Після розвантаження з ковша	7,10	5,65	7,25	45,3	54,7
ПП «Колос» Черкаської області, Одеська 237	До завантаження в ковш	3,95	3,25	4,05	22,9	77,1
	Після розвантаження з ковша	7,85	5,85	7,75	46,4	43,6

Таким чином, отримані дані можуть вважатися за доказову базу необхідності практичного використання ефективних та високопродуктивних і, одночасно, безпечних технічних засобів під час підготовки насіння для забезпечення високих якісних показників і насамперед його схожості, що суттєво впливає на урожайність будь-якої зернової культури.

Висновки

1. Дослідження свідчать, що руйнування матеріалу відбувається, якщо механічна дія сил більша за міцність матеріалу, на який ці сили діють, тому розрахунковим шляхом необхідно визначати величину контактуючої сили в залежності від маси, швидкості, пружності тіл, а також зовнішніх факторів під час контактування.

2. Напруження, що виникає від механічної дії та тиск на зернівку при зіткненні з робочими поверхнями і взаємоударяннях сприяють мікротравмуванню.

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

4. Доведено, що мікротравмування зернівок у різних агрокліматичних зонах до завантаження ковшовими транспортерами знаходилося в межах 22,9-23,5%, а після транспортування ковшовими транспортерами досягло 45,3-46,4%, тобто

збільшилося у два рази, а мікротравмування зросло на 21,8–23,5%. Без пошкоджень після розвантаження із ковшів залишилося 54,7% насіння озимої пшениці.

5. Отримані дані можуть вважатися за доказову базу необхідності практичного використання ефективних та високопродуктивних і, одночасно, безпечних технічних засобів під час підготовки насіння для забезпечення високих якісних показників і насамперед його схожості, що суттєво впливає на урожайність будь-якої зернової культури.

Список літератури

1. Дерев'яно Д. А. Вплив чинників післязбиральної обробки зерна на якість насіннєвого матеріалу. *Техніка і технології АПК*. 2012. № 2. С. 30–32.
2. Головач І. В., Дерев'яно Д. А., Дерев'яно О. Д. Травмування насіння при підсушуванні технічними засобами. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2017. № 1 (96). С. 78–82.
3. Василенко П. М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин. К.: УАСХН, 1960. 283 с.
4. Тищенко Л. Н., Ольшанский В. П., Ольшанский С. В. К расчёту колебаний неоднородного слоя зерновой смеси на виборешете. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2011. № 1. С. 182–185.
5. Заїка П. М. Теорія сільськогосподарських машин. Харків: ОКО, 2006. Т. 3. 408 с.
6. Zayets M., Sukmaniuk E., Grudovyi R. Theoretical grounding of seeds valve opener settings for subsoil-spreading sowing method. *Agricultural Engineering*. 2017. Vol. 52. No 2. P. 13–18.

7. Дерев'янка Д. А., Сукманюк О. Н., Чичилук К. Б., Дерев'янка О. Д. Вплив технічних засобів на міцність, травмування і якість насіння зернових культур. *Наукові горизонти*. 2019. № 10 (83). С. 64–71.

8. Pascoe R. D., Fitzpatrick R., Garratt J. R. Prediction of automated sorter performance utilising a Monte Carlo simulation of feed characteristics. *Minerals Engineering*. 2015. Vol. 72, P. 101–107. doi: 10.1016/j.mineng.2014.12.026.

9. Mellmann J., Weigler F. & Scaar H. Research on procedural optimization and development of agricultural drying processes. *Drying technology*. 2019. Vol. 37. Iss. 5, P. 569–578. doi: 10.1080/07373937.2018.1494186.

10. Suzuki N., Miller G., Sejima H., Harper J., Mittler R. Enhanced seed production under prolonged heat stress conditions in *Arabidopsis thaliana* plants deficient in cytosolic ascorbate peroxidase 2. *Journal of Experimental Botany*. 2012. Vol. 64. Iss. 1. P. 253–263. doi: 10.1093/jxb/ers335.

11. Xianrong Zh., Chunyu X., Bo J., Changman L., Xiuling L. Allelopathic Effects of Water Extracts of *Brassica juncea* var. *tumida* Leaf on Seed Germination of Three Species of Crops. *Journal of Henan Agricultural Sciences*. 2015. Vol. 10. P. 117–121.

12. Derevjnko D., Sukmaniuk E., Derevjnko O. Grain crops injuries and drying modes while seeds preparation. *Agricultural Engineering*. 2017. Vol. 53. No 3. P. 89–94.

References

1. Derevjnko, D. A. (2012). Influence of post-harvest grain processing factors on seed quality. *Engineering and technology of the agroindustrial complex*. 2. 30–32.

2. Golovach, I. V., Derevjnko, D. A., Derevjnko, O. D. (2017). Injury of seeds by drying by technical means. *Engineering, energy, transportation of agricultural complex*. 1 (96). 78–82.

3. Vasilenko, P. M. (1990). The theory of particle motion over rough surfaces of agricultural machines. Kyiv, Ukraine : UASH., 284.

4. Tishchenko, L. N., Olshansky, V. P., Olshansky, S. V. (2011). To the calculation of vibrations of an inhomogeneous layer of a grain mixture on a vibrating sieve. *Vibrations in technology and technology*, 1. 182–185.

5. Zaika, P. M. (2006). The theory of agricultural machines. Kharkiv, Ukraine : OKO. 408.

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

7. Derevjnko, D. A., Sukmaniuk, E. H., Chichilyuk, K. B., Derevjnko, O. D. (2019). Influence of technical means on the strength, injury and quality of cereal seeds. *Scientific horizons*. 10 (83). 64–71.

8. Pascoe, R. D., Fitzpatrick, R., Garratt, J. R. (2015). Prediction of automated sorter performance utilising a Monte Carlo simulation of feed characteristics. *Minerals Engineering*, 72, 101–107. doi:10.1016/j.mineng.2014.12.026.

9. Mellmann, J., Weigler, F. & Scaar, H. (2019).

Research on procedural optimization and development of agricultural drying processes. *Drying technology*, 37 (5), 569–578. doi:10.1080/07373937.2018.1494186.

10. Suzuki, N., Miller, G., Sejima, H., Harper, J., Mittler, R. (2012). Enhanced seed production under prolonged heat stress conditions in *Arabidopsis thaliana* plants deficient in cytosolic ascorbate peroxidase 2. *Journal of Experimental Botany*, 64 (1), 253–263. doi: 10.1093/jxb/ers335.

11. Xianrong Zh., Chunyu X., Bo J., Changman L., Xiuling L. (2015). Allelopathic Effects of Water Extracts of *Brassica juncea* var. *tumida* Leaf on Seed Germination of Three Species of Crops. *Journal of Henan Agricultural Sciences*, 10, 117–121.

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

ОБОСНОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОВШОВЫХ ТРАНСПОРТЕРОВ НА ТРАВМИРОВАНИЕ И КАЧЕСТВО СЕМЯН ЗЕРНОВЫХ КУЛЬТУР

Д. А. Дерев'янка, В. М. Поліщук, С. Б. Чичилук, А. Д. Дерев'янка

Аннотация. Целью исследований является улучшение качества семян путем снижения их макро- и микротравмирования во время сбора, обработки зернового вороха, подготовка семян и других технологических процессов. Теоретические исследования и расчеты выполнялись путем математического моделирования работы технических средств и технологических процессов, использования основных законов механики и современных методов компьютерных расчетов. Экспериментальные исследования производились в лабораторно-производственных условиях с использованием натуральных образцов и технических средств по разработанному и стандартному методикам. Результаты теоретических и экспериментальных исследований свидетельствуют, что во время транспортировки и контакта зерновок с рабочими поверхностями ковшей, обратного ссыпания, скорости движения, зажатости и столкновения происходит существенное увеличение макро- и микротравмирования семян, что в конечном итоге негативно влияет на его качественные показатели. Особенно это касается снижения полевой всхожести семян, уменьшает урожайность какой-либо зерновой культуры, а соответственно уменьшится валовое производство зерна. Исследования показывают, что разрушение материала происходит, если механическое действие сил больше прочности материала, на который эти силы действуют, поэтому расчетным путем необходимо определять величину контактирующей силы в зависимости от массы, скорости, упругости тел, а также внешних факторов во время контакта. Напряжение, возникающее от механического воздействия и давление на зерновку при столкновении с рабочими поверхностями и взаимных ударениях способствуют микротравмированию. Скорость движения полосы, заполнения ковшей семенами, обратное высыпание, площади

поверхностей рабочих органов, ущемление зерновок в зазорах между ковшом и полосой и другие факторы в совокупности и взаимосвязи с биологическими и механико-технологическими свойствами семян зерновых культур влияют на травмирование зерновок и их качественные показатели. Доказано, что микротравмирование зерновок в различных агроклиматических зонах до загрузки ковшовыми транспортерами находилось в пределах 22,9-23,5%, а после транспортирования ковшовыми транспортерами достигло 45,3-46,4%, то есть увеличилось в два раза, а микротравмирование выросло на 21,8-23,5%. Без повреждений после разгрузки с ковшей осталось 54,7% семян озимой пшеницы. Полученные данные могут считаться доказательной базой необходимости практического использования эффективных и высокопроизводительных и одновременно безопасных технических средств во время подготовки семян для обеспечения высоких качественных показателей и прежде всего его всхожести, что существенно влияет на урожайность какой-либо зерновой культуры.

Ключевые слова: семена, зерновка, технологический процесс, качество, микротравмирование, макротравмирование, технические средства, скорость движения.

grains in the gaps between the ladle and stripe and other factors in the aggregate and correlation with biological and mechanical and technological properties of seeds of cereal crops Indicators. It has been proved that microtraumming of grains in different agroclimatic zones before loading with bucket conveyors was in the range of 22,9-23,5%, and after transportation by bucket conveyors reached 45,3-46,4%, ie increased twice, and microtrauma increased by 21,8-23,5%. 54,7% of winter wheat seeds remained unloaded from the ladles without being damaged. The data obtained can be considered as a proof of the need for practical use of efficient and highly productive and, at the same time, safe technical means during seed preparation in order to provide high quality indicators and above all its similarity, which significantly affects the yield of any grain.

Key words: seeds, grain, technological process, quality, microtrauma, macrotrauma, technical means, speed of movement.

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

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

С. Б. Чичиліук ORCID 0000-0001-8487-2154.

О. Д. Дерев'янюк ORCID 0000-0001-8487-2155.

SUBSTANTIATION OF EFFECT OF LADLE CONVEYORS ON INJURY AND QUALITY OF SEEDS OF CEREALS

*D. A. Derevyanko, V. M. Polishchuk, S. B. Chichilyuk,
A. D. Derevyanko*

Abstract. The purpose of the research is to improve the quality of the seeds by reducing their macro- and micro-injuries during harvesting, cultivation of cereals, seed preparation and other technological processes. Theoretical research and calculations were performed by mathematical modeling of the work of technical means and technological processes, application of the basic laws of mechanics and modern methods of computer calculations. Experimental studies were performed under laboratory and production conditions using natural samples and technical means by developed and standard methods. The results of theoretical and experimental studies show that during the transportation and contacting of the grains with the working surfaces of the ladles, backfilling, speed of movement, clamping and collision, there is a significant increase in macro- and micro-injury of seeds, which in the end negatively affect it. This is especially true for the reduction of field germination of seeds, which reduces the yield of any grain, and consequently reduces the gross production of grain. Studies show that the destruction of a material occurs if the mechanical action of forces is greater than the strength of the material to which these forces exert, so it is necessary to determine by calculation the amount of contact force depending on the mass, velocity, elasticity of bodies, as well as external factors during contacting arising from mechanical action and pressure on the grain when colliding with the working surfaces and strikes contribute to microtrauma. Bandwidth, filling of ladles with seeds, back rash, surface areas of working organs, wedging of

УДК 621.791.927.5

ЕНЕРГЕТИЧНІ ПОКАЗНИКИ ЕЛЕКТРОКОНТАКТНОГО ОБРОБЛЕННЯ ЛЕМЕШІВ ПЛУГІВ ҐРУНТООБРОБНИХ МАШИН

О. Є. Калінін, М. О. Василенко

Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства», Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: amatorero@ukr.net.

Історія статті: отримано – листопад 2019, акцептовано – січень 2020.

Бібл. 12, рис. 1, табл. 0.

Анотація. Робота присвячена дослідженню теплового балансу інструмента-деталі при електроконтактному обробленні лемешів плугів та обґрунтуванню раціональних параметрів локального зміцнення, що дозволить підвищити зносостійкість поверхонь робочих органів оплавленням їх із використанням електроконтактного оброблення. В статті наведені енергетичні показники процесу електроконтактного оброблення лемешів плугів.

За аналізом останніх досліджень встановлено, що для одночасного загострення і зміцнення лемешів плугів раціонально використання дугового розряду постійного струму з охолодженням рідиною і з утворенням загартованих структур.

За результатами теоретичних досліджень визначено тепловий баланс процесу електроконтактного оброблення, який дозволяє встановити найбільш вагомі фактори, що впливають на енергетичні показники процесу, а саме: швидкість електроконтактного оброблення V , напруга U та густина струму j дугового процесу електроконтактного оброблення.

За результатами експериментальних досліджень встановлено, зі збільшенням напруги U від 40 до 55 В та густини струму j від 3,0 до 3,5 А/мм², швидкість електроконтактного оброблення V збільшується в межах від 7,7 до 12,5 мм, що надало змогу встановити за раціональну – середню швидкість в 10,1 мм/с для автоматичного переміщення поверхні ремонтних вставок для лемешів плугів відносно електрода-інструмента установки для електроконтактного оброблення.

Ключові слова: електроконтактне оброблення, загострення, зносостійкість, зміцнення, лемеші, напруга, режими, струм

Постановка проблеми

Робочі органи ґрунтообробних машин відносяться до найбільш швидкозношуваних деталей сільськогосподарської техніки. У разі зношування лезових частин робочих органів до граничних значень деталі вибраковують та замінюють новими або відновлюють у спосіб відрізування зношених частин та приварювання замість них ремонтних елементів.

Електроконтактний спосіб оброблення деталей забезпечує одночасне загострення і зміцнення відновлених робочих органів ґрунтообробних машин та їхніх ремонтних елементів. Додаткове точкове зміцнення абразивностійкими електродами в локальних місцях найбільшого зношення робочих органів ґрунтообробних машин забезпечить підвищення їхньої довговічності залежно від типу ґрунту, де вони експлуатуються.

Тому обґрунтування параметрів і режимів електроконтактного оброблення робочих органів ґрунтообробних машин є актуальним.

Аналіз останніх досліджень

Питанню підвищення довговічності ґрунтообробних робочих органів присвячена значна кількість останніх публікацій, в яких досліджено характер їхнього зношування, охарактеризовано нові зміцнюючі матеріали та технології [1–6].

Для зміцнення робочих органів ґрунтообробних машин одним із перспективних методів електроерозійного оброблення є електроконтактне оброблення, що має більшу продуктивність і менше зношення електрода-інструмента, порівнюючи з іншими методами електроерозійного оброблення (електроіскрового та електроімпульсного) [7–11].

Під час електроконтактного оброблення знімання металу здійснюється нестационарними електричними розрядами. Ці розряди виникають під час зближення інструмента, що обертається, з оброблюваним виробом до відповідного міжелектродного зазору [7–11].

Електроконтактне оброблення залежно від напруги прийнято розділяти на три види, що відрізняються механізмом руйнування: контактне (до 10–12 В), контактнo-дугове (до 20–22 В) і безконтактне (понад 22 В) [7–11].

Контактна ерозія – це руйнування електродів унаслідок високої густини електричного струму.

До безконтактних ерозійних явищ можна віднести всі ті форми ерозії, які спостерігаються в електричних розрядах.

Контактно-дугові з'явилися внаслідок поєднання двох процесів: тертя електродів з одночасним електричним розрядом.

За низької напруги електричного струму має місце контактна обробка. Для цього виду обробки характерні великий тиск інструмента на деталь, нагрів оброблюваної поверхні та підвищена витрата енергії [7–11]. Унаслідок таких показників цей вид обробки не знайшов широкого застосування для обробки відновлених деталей.

За напруги 10–22 В має місце контактнo-дугова обробка. Обробка супроводжується як безпосередньо нагріванням контактних перемичок, так і дуговими розрядами. За цього виду оброблення знімання металу здійснюється з малою продуктивністю, значним тиском інструмента в зоні контакту з оброблюваною поверхнею і з глибокою зоною дефектного шару [7–11].

До третього різновиду відносяться технологічні процеси з підвищеною напругою струму понад 22 В. Унаслідок цього встановлюється дуговий процес. Обробка проводиться майже за повної відсутності тиску на оброблювану поверхню [7–11].

Ерозія в дуговому розряді характеризується малим падінням напруги на катоді, температура в зоні розряду досягає 8000 °С і більше [7–11]. За таких умов сліди ерозії на електродах відносно неглибокі й розмиті по поверхні.

За своїми характеристиками дуговий розряд значною мірою відрізняється від іскрового як потужністю, так і площею оброблюваної ділянки [7–11]. Тому під час реалізації великої потужності (десятки кВт) електричної дуги основна частка енергії витрачається на віддалення припуску, що знімається, де перегрів металу буде мінімальним.

За родом технологічного струму електроконтактне оброблення можна розділити на дві групи. До першої групи належить оброблення на змінному струмі; до другої – на постійному [7–11].

Змінний струм застосовується на установках для чорнового оброблення в повітряному середовищі, оскільки цей вид оброблення є більш продуктивним, порівнюючи з іншими електричними способами, але застосування тривалих імпульсів призводить до глибокого прогріву оброблюваної поверхні, що сприяє появі глибокої зони дефектного шару, який досягає 1,6 мм і більше [7–11].

Для одночасного загострення і зміцнення робочих органів ґрунтообробних машин раціонально використання дугового розряду постійного струму з охолодженням рідиною і з утворенням загартованих структур. Це оброблення володіє більш широким технологічним діапазоном за якістю обробленої поверхні і за питомою витратою енергії.

Мета досліджень

Мета даної роботи полягає в обґрунтуванні раціональної швидкості електроконтактного оброблення робочих органів ґрунтообробних машин при їх зміцненні.

Результати досліджень

Електроконтактне оброблення – термічний процес, що використовує енергію дугових розрядів. Одним із важливих параметрів оброблення є його швидкість, яку можна визначити на основі аналізу теплового балансу процесу електроконтактного оброблення [6].

Тепловий баланс інструмента-деталі можна представити як [6]:

$$Q_{\Sigma} = Q_K + Q_B, \quad (1)$$

де Q_{Σ} – загальна кількість витраченої енергії, Дж; Q_K – корисна витрата енергії, яка іде на нагрівання і плавлення оброблюваної деталі, Дж; Q_B – втрати енергії, Дж.

Тоді витрата енергії для розплавлення металу деталі під час загострення складе [6]:

$$Q_K = m_d \cdot c \cdot (T_{пл} - T_0), \quad (2)$$

де m_d – маса розплавленого металу деталі, кг; c – питома теплоємність матеріалу деталі, Дж/кг·°С; $T_{пл}$ – температура плавлення металу деталі, °С; T_0 – початкова температура металу деталі, °С.

Масу розплавленого металу знаходимо за рівнянням [6]:

$$m_d = L \cdot F \cdot \rho, \quad (3)$$

де L – довжина оброблення деталі, мм; F – площа контакту електрода з деталлю під час загострення, мм²; ρ – густина матеріалу деталі, кг/мм³.

Вимірявши величину струму і напругу за час t , можна визначити загальну кількість енергії із співвідношення [6]:

$$Q_{\Sigma} = U \cdot I \cdot t, \quad (4)$$

де U – напруга, за якої здійснюється процес, В; I – сила струму, А.

Коефіцієнт корисної дії η дорівнює [6]:

$$\eta = \frac{Q_K}{Q_{\Sigma}}. \quad (5)$$

Підставляючи значення Q_K за формулою (2), m_d за формулою (3) та Q_{Σ} за формулою (4), отримуємо [6]:

$$\eta = \frac{L \cdot F \cdot \rho \cdot c \cdot (T_{пл} - T_0)}{U \cdot I \cdot t}. \quad (6)$$

Відношення довжини оброблення деталі L до часу її оброблення t можна представити як швидкість оброблення деталі V , тоді формула (6) набуває такого вигляду:

$$\eta = \frac{V \cdot F \cdot \rho \cdot c \cdot (T_{пл} - T_0)}{U \cdot I}. \quad (7)$$

З теорії зварювальних процесів відомо вираз для розрахунку максимальних температур для випадку розплавлення металу деталі, що являє собою пластину, під час електроконтактного оброблення інструментом-електродом як потужним швидкодіючим лінійним джерелом тепла, нехтуючи тепловіддачею [12]:

$$(T_{пл} - T_0) = \sqrt{\frac{2}{\pi \cdot e} \frac{q}{V \cdot c \cdot \rho \cdot F}}, \quad (8)$$

де q – теплова потужність дуги.

Перетворюючи вираз (8), одержимо [12]:

$$V \cdot c \cdot \rho \cdot F \cdot (T_{пл} - T_0) = \sqrt{\frac{2}{\pi \cdot e}} \cdot q. \quad (9)$$

Ліва частина цієї рівності являє собою потужність проплавлення $q_{пл}$ [12]:

$$V \cdot c \cdot \rho \cdot F \cdot (T_{пл} - T_0) = q_{пл}. \quad (10)$$

Коефіцієнт корисної дії можна представити також як [12]:

$$\eta = \frac{q_{пл}}{q}. \quad (11)$$

Тоді η , враховуючи вирази (9) і (10), дорівнюватиме [12]:

$$\eta = \sqrt{\frac{2}{\pi \cdot e}} = 0,484. \quad (12)$$

Підставляючи значення η у вираз (7) та перетворюючи його, отримаємо:

$$V \cdot c \cdot \rho \cdot F \cdot (T_{пл} - T_0) = 0,484 \cdot U \cdot I. \quad (13)$$

Відношення сили струму I до площі контакту електрода з деталлю під час загострення F можна представити як густину струму j , тоді формула (13) набуває такого вигляду:

$$V \cdot c \cdot \rho \cdot (T_{пл} - T_0) = 0,484 \cdot U \cdot j. \quad (14)$$

За результатами теоретичних досліджень визначено тепловий баланс процесу електроконтактного оброблення, який дозволяє встановити найбільш вагомі фактори, що впливають на енергетичні показники процесу, а саме: швидкість електроконтактного оброблення V , напруги U та густину струму j дугового процесу електроконтактного оброблення.

Для проведення експериментальних досліджень були виготовлені зразки з листового металу товщиною від 8 мм до 12 мм. Геометричні розміри зразків були наближені до розмірів реальних робочих органів таких як лемеші плугів та носки лемешів та мали значення від 90 мм до 120 мм за шириною та від 230 мм до 500 мм за довжиною. Електроконтактне оброблення зразків проводилась при густині струму від 3,0 А/мм² до 3,5 А/мм², напругу на дузі при цьому змінювали в межах від 40 В до 55 В.

За результатами експериментальних досліджень встановлено, що швидкість електроконтактного оброблення V збільшується зі збільшенням напруги U та густини струму j від 7,7 до 12,5 мм (рис. 1), що надало змогу встановити за раціональну – середню швидкість в 10,1 мм/с для автоматичного переміщення поверхні ремонтних вставок для лемешів плугів відносно електрода-інструмента установки для електроконтактного оброблення.

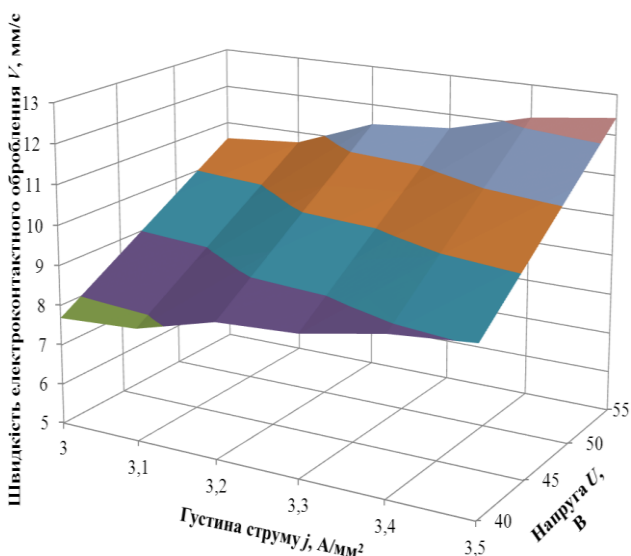


Рис.1. Залежність швидкості електроконтактного оброблення V від напруги U та густини струму j .

Fig. 1. Dependence of the speed of electrical contact processing V on voltage U and current density j .

Висновки

1. За результатами теоретичних досліджень визначено тепловий баланс процесу електроконтактного оброблення, який дозволяє встановити найбільш вагомі фактори, що впливають на енергетичні показники процесу, а саме: швидкість електроконтактного оброблення V , напруга U та густина струму j дугового процесу електроконтактного оброблення.

2. За результатами експериментальних досліджень встановлено, що зі збільшенням напруги U від 40 до 55 В та густини струму j від 3,0 до 3,5 А/мм², швидкість електроконтактного оброблення V збільшується в межах від 7,7 до 12,5 мм, що надало змогу встановити за раціональну – середню швидкість в 10,1 мм/с для автоматичного переміщення поверхні ремонтних вставок для лемешів плугів відносно електрода-інструмента установки для електроконтактного оброблення.

Список літератури

1. Vasilenko M. O., Buslaiev D. O., Kalinin O. Ye. Ensuring the effect of self-sharpening of parts of tillage machines in operation in soils of various types. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. 2017. Vol. 19. № 1. P. 11-14.
2. Bialobrzeska B., Konat L. Comparative analysis of abrasive wear resistance of Brinar and Hardox steels. Bi-monthly Tribologia 272 (2). Radom, 2017. P. 7–16.
3. Hrabě P., Müller M., Hadač V. Evaluation of techniques for ploughshare lifetime increase. Res. Agr. Eng., 61. Prague, 2015. P. 72–79.
4. Василенко М. О., Калінін О. Є. Підвищення ресурсу плугів та відвалів в умовах їх використання, що викликають променевидне зношення. Вісник ХНТУСГ. Харків, 2016. Вип. 168. С. 32-35.
5. Василенко М. О., Калінін О. Є. Зони зміцнення лемешів плугів. Вісник ХНТУСГ. Харків, 2016. Вип. 170. С. 138-141.
6. Василенко М. О., Буслаєв Д. О., Калінін О. Є., Кононогов Ю. А. Обґрунтування раціональних параметрів зміцнення робочих органів ґрунтообробних машин способом електроконтактного оброблення. Механізація та електрифікація сільського господарства. зб. Глеваха, 2019. Вип. № 9 (108). С. 156-163.
7. Vishal Kumar Jaiswal Literature Review on Electrical Discharge Machining (EDM). International Journal for Scientific Research and Development 6.5 (2018). P. 239-241.
8. Guodong Li, Wataru Natsu Realization of micro EDM drilling with high machining speed and accuracy by using mist deionized water jet. Precision Engineering. Vol. 61, January 2020, P. 136-146.
9. Sai Kumar, P., Niranjana Kumar, M.S.R., Gopala Krishnaiah, P. Optimization of process parameters of wire cut electrical discharge machining on titanium grade-5 material using design of experiments. International Journal of Innovative Technology and Exploring Engineering. 2019. 8(11). P. 3937-3946.
10. Шарифуллин С. Н. Некоторые характеристики упрочнения поверхности стали 65Г электроискровым методом. Низкотемпературная плазма в процессах

нанесения функциональных покрытий. Казань, 2019. № 10. Т. 1. С. 421-427.

11. *Иванов В. И., Костюков А. Ю.* Применение метода нанесения электроискровых толстослойных покрытий повышенной сплошности. Инновационные технологии реновации в машиностроении. Москва, 2019. С. 25-32.

12. *Коперсак В. М.* Теорія процесів зварювання. Джерела нагрівання та теплові процеси при зварюванні. Київ, 2011. Т. 1. 384 с.

References

1. *Vasylenko M. O., Buslaiev D. O., Kalinin O. Ye.* Ensuring the effect of self-sharpening of parts of tillage machines in operation in soils of various types. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. 2017. Vol. 19. № 1. 11-14.

2. *Bialobrzaska B., Konat L.* Comparative analysis of abrasive wear resistance of Brinar and Hardox steels. Bi-monthly Tribologia 272 (2). Radom, 2017. 7-16.

3. *Hrabě P., Müller M., Hadač V.* Evaluation of techniques for ploughshare lifetime increase. Res. Agr. Eng., 61. Prague, 2015. 72-79.

4. *Vasylenko M. O., Kalinin O. Ye.* Increased resource plowshares and moldboards in terms of their use, causing ray wear. Bulletin of KhNTUA. Kharkiv, 2016. Vol. 168. 32-35.

5. *Vasylenko M. O., Kalinin O. Ye.* Areas strengthening plowshares. Bulletin of KhNTUA. Kharkiv, 2016. Vol. 170. 138-141.

6. *Vasylenko M. O., Buslaiev D. O., Kalinin O. Ye., Kononogov Yu. A.* Increased durability parts of tillage machines, adapted to soils of different types. Mechanization and electrification of agriculture. Hlevakha, 2019. Issue 9 (108). 156-163.

7. *Vishal Kumar Jaiswal* Literature Review on Electrical Discharge Machining (EDM). International Journal for Scientific Research and Development 6.5 (2018). 239-241.

8. *Guodong Li, Wataru Natsu* Realization of micro EDM drilling with high machining speed and accuracy by using mist deionized water jet. Precision Engineering. Volume 61, January 2020, 136-146.

9. *Sai Kumar, P., Niranjana Kumar, M.S.R., Gopala Krishnaiah, P.* Optimization of process parameters of wire cut electrical discharge machining on titanium grade-5 material using design of experiments. International Journal of Innovative Technology and Exploring Engineering. 2019. 8(11). 3937-3946.

10. Some characteristics of surface hardening of 65G steel by the electric spark method / *Sharifullin S. N. [et al.]*. Low-temperature plasma in the process of applying functional coatings. Kazan, 2019. № 10. Part 1. 421-427.

11. *Ivanov V. I., Kostyukov A. Yu.* Application of the method of drawing electric-spray thick-layer coatings of increased completeness. Innovative renovation technologies in mechanical engineering. Moscow, 2019. 25-32.

12. *Kopersak V. M.* Theory of welding processes. Heat source and heat processes during welding. Kyiv, 2011. Т. 1. 384.

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ЭЛЕКТРОКОНТАКТНОЙ ОБРАБОТКИ ЛЕМЕХОВ ПЛУГОВ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ МАШИН

А. Е. Калинин, М. А. Василенко

Аннотация. Работа посвящена исследованию теплового баланса инструмента-детали при электроконтактной обработке лемехов плугов и обоснованию рациональных параметров локального упрочнения, что позволит повысить износостойкость поверхностей рабочих органов их оплавлением с использованием электроконтактной обработки. В статье приведены энергетические показатели процесса электроконтактной обработки лемехов плугов.

По анализу последних исследований установлено, что для одновременного заострения и упрочнения лемехов плугов рационально использование дугового разряда постоянного тока с охлаждением жидкостью и с образованием закаленных структур.

По результатам теоретических исследований определен тепловой баланс процесс электроконтактной обработки, который позволяет установить наиболее весомые факторы, что влияют на энергетические показатели процесса, а именно: скорость электроконтактной обработки V , напряжение U и плотность тока j дугового процесса электроконтактной обработки.

По результатам экспериментальных исследований установлено, что с увеличением напряжения U от 40 до 55 В и плотности тока j от 3,0 до 3,5 3,5 А/мм², скорость электроконтактной обработки V увеличивается в пределах от 7,7 до 12,5 мм, что предоставило возможность установить за рациональную – среднюю скорость в 10,1 мм/с для автоматического перемещения поверхности ремонтных вставок для лемехов плугов относительно электрода-инструмента установки для электроконтактной обработки.

Ключевые слова: заострение, износостойкость, лемеха, напряжение, режимы, ток, упрочнение, электроконтактная обработка

ENERGY INDICATORS OF ELECTROARC PROCESSING OF PLOWERS OF TILLAGE MACHINES

O. Ye. Kalinin, M. O. Vasylenko

Abstract. The work is devoted to the study of the heat balance of the tool part during the electroarc processing of plowshares and the rationale for the rational parameters of local hardening, which will increase the wear resistance of the surfaces of the parts of tillage machines by their reflow using electroarc processing. The article presents the energy indicators of the electroarc processing of plowshares.

According to the analysis of recent studies, it was found that for the simultaneous sharpening and hardening of plowshares, it is rational to use a DC arc discharge with liquid cooling and with the formation of hardened structures.

Based on the results of theoretical studies, the heat balance is determined by the electroarc processing, which allows you to establish the most significant factors that affect the energy performance of the process, namely: the speed of electroarc processing V , voltage U and current density j of the electroarc processing.

According to the results of experimental studies, it was found that with an increase in voltage U from 40 to 55

V and current density j from 3.0 to 3.5 3.5 A/mm², the speed of electrical contact processing V increases from 7.7 up to 12.5 mm, which made it possible to set for a rational – average speed of 10.1 mm/s for automatic movement of the surface of repair inserts for plowshares relative to the electrode-tool of the installation for electrical contact processing.

Key words: current, electroarc processing, hardfacing, plowshares, regimes, sharpening, voltage, wear resistance.

О. Є. Калінін ORCID 0000-0002-8627-8593.

М. О. Василенко ORCID 0000-0002-5240-7000.

УДК 631.316.022.4: 621.791.927.5

ТЯГОВИЙ ОПІР КУЛЬТИВАТОРНИХ ЛАП З ПОВЕРХНЕВИМ ЗМІЦНЕННЯМ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ГРУНТООБРОБНИХ МАШИН

Д. О. Буслаєв, М. О. Василенко

Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства», Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: buslaev_@ukr.net

Історія статті: отримано – листопад 2019, акцептовано – січень 2020.

Бібл. 20, рис. 6, табл. 0.

Анотація. Робота присвячена дослідженням процесів зношення лез культиваторних лап при різних видах зміцнення та вплив їх на зміну тягового опору ґрунтообробного агрегату. В статті наведено залежності для прогнозування зміни товщини ріжучих кромки зміцнених різними варіантами від лінійного зношення леза за шириною та кутом його загострення.

Розширено відому залежність прогнозування зміни тягового опору агрегату в процесі експлуатації, шляхом введення залежності, що дозволяє врахувати опір стиснення і сколювання шару ґрунту, а також опір ґрунту вдавлюванню товщиною ріжучої кромки.

Теоретично обґрунтовано вплив товщини ріжучої кромки культиваторної лапи на зміну тягового опору агрегату. Аналіз отриманих графічних залежностей зміни тягового опору культиваторних лап з об'ємним та поверхневим зміцненням від величини лінійного зношення показав, що тяговий опір культиваторних лап з поверхневим загартовуванням на 27–30 % менше ніж при експлуатації лап з об'ємним зміцненням.

Поверхнєве зміцнення лез культиваторних лап дозволить зменшити витрати на виконання технологічних операцій з обробітку ґрунту завдяки зменшенню тягового опору ґрунтообробних машин внаслідок підвищення процесу самозагострення та стабілізації товщини ріжучої кромки в процесі експлуатації.

Ключові слова: зміцнення, лезо, зносостійкість, ресурс, довговічність, самозагострення, опір.

Постановка проблеми

Актуальною проблемою у виробництві сільськогосподарської продукції України є значні витрати пального під час виконання технологічних операцій з обробітку ґрунту за рахунок підвищеного тягового опору ґрунтообробних машин внаслідок збільшення товщини ріжучої кромки лез робочих органів ґрунтообробних машин при їх експлуатації.

Якісний обробіток ґрунту має значний вплив на урожайність сільськогосподарських культур. В свою чергу якість обробітку залежить від стану робочих органів ґрунтообробної техніки, які працюють в тяжких

умовах контактних навантажень та абразивного зношення. В процесі роботи робочі органи зношуються, що зумовлює збільшення тягового опору, їх виглиблення, неякісне підрізання кореневищ бур'янів, накопичення рослинних решток.

Аналіз останніх досліджень

Відомо [1–17], що зміна товщини різальної кромки впливає на зміну тягового опору агрегату при виконанні технологічних операцій з обробітку ґрунту. Із збільшенням наробітку тяговий опір агрегату збільшується, що призводить до перевитрат пального.

Дослідження авторів [1–8, 14–17] показують, що на різні частини леза діє різний тиск ґранту в процесі експлуатації (рис. 1).

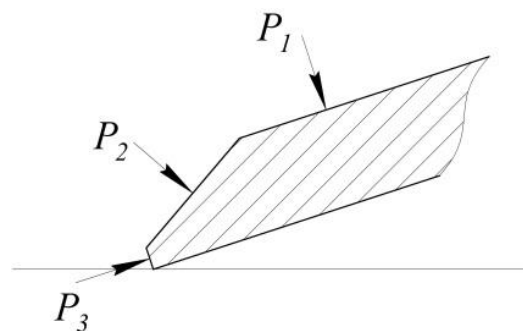


Рис. 1. Схема леза робочого органу та сил, що діють на нього в процесі виконання технологічних операцій з обробітку ґрунту.

Fig. 1. Scheme of the blade of the working body and the forces acting on it in the course of performing technological operations for cultivation.

Ра результатами досліджень [14–17, 19–20] тиск ґрунту який діє на товщину ріжучої кромки леза культиваторних лап становить $P_3 = 3,8P_2 = 8,2P_1$.

Таким чином це означає, що визначальним для зменшення опору робочого органу є стан різальної кромки, який в 4–8 разів є більш значимим, ніж стан інших робочих поверхонь.

Авторами [1–2] проведено лабораторні дослідження впливу гостроти леза робочих органів ґрунтообробних машин на опір ґрунту різанню. За результатами лабораторних досліджень питомого опору ґрунту різанню при різних значеннях товщини різальної кромки леза ними побудовано графічну залежність (рис. 1) [1–2].



Рис. 2. Залежність питомого опору ґрунту різанню від товщини різальної кромки леза.

Fig. 2. Dependence of the specific resistance of the soil to cutting on the thickness of the cutting edge of the blade.

За експериментальними даними цих авторів тяговий опір робочого органу залежить від товщини леза робочого органу та описується логарифмічною залежністю [1–2]:

$$R = 0.38 \ln(t) + 1.06, \quad (1)$$

де R – питомий опір ґрунту різанню, кН/м;
 t – товщина ріжучої кромки леза, мм.

Зробивши аналіз результатів представлених цими авторами можна зробити висновок, що із збільшенням товщини різальної кромки леза від 0,7 до 1,5 мм опір ґрунту різанню зростає на 50%, а збільшення різальної кромки леза до 4 мм призводить до збільшення опору ґрунту різанню в 2 рази. Слід зазначити, що авторами не розглянуто взаємозв'язок зміни питомого опору різанню ґрунту від глибини обробітку ґрунту та кута загострення леза.

В результаті досліджень тягового опору при русі плуга, академік В. П. Горячкін прийшов до висновку, що при стабільній швидкості руху плуга тяговий опір можна визначити за виразом [18]:

$$P = fG + kabn + \varepsilon abnV^2, \quad (2)$$

де P – сила тяги, Н; f – загальний коефіцієнт, який враховує силу тертя опорних поверхонь робочих органів, а також опір опорних коліс або котків (запропоновано при теоретичних розрахунках використовувати значення f в межах 0,5 – 0,9); G – вага плуга або культиватора, Н; k – питомий опір ґрунту різанню, який залежить від фізико-механічних властивостей ґрунту, геометричної форми робочих органів, розташування робочих поверхонь, їх стану а також гостроти леза робочих органів (за експериментальними даними В.П. Горячкіна, коефіцієнт k на легких ґрунтах становить 20000, на середніх – 30000, на важких – 40000 – 50000 Н/м²); a – глибина обробітку ґрунту, м; b – ширина захвату одного корпусу плуга або культиваторної лапи, м; n – кількість корпусів плуга

або культиваторних лап, шт.; ε – коефіцієнт пропорційності, за даними автора коефіцієнт ε можна прийняти рівним 1500 Н·с²/м⁴; V – робоча швидкість, м/с.

Раціональна формула (2) В.П. Горячкіна для визначення тягового опору ґрунтообробних машин складається із трьох складових, а саме, опору тертя ґрунту опорних поверхонь робочих органів, опору який враховує відрізання і деформацію пласта ґрунту, і опору, що враховує прискорення частини маси шару ґрунту при його переміщенні [18]. Достовірність використання формули підтверджується багатократними дослідженнями динамометрування а також експериментальними даними в реальних польових умовах. На жаль, автором не обґрунтовано вплив товщини різальної кромки на зміну тягового опору ґрунтообробних машин при виконанні технологічних операцій з обробітку ґрунту.

А. Н. Зеленін у своїх дослідженнях встановив, що загальний опір різанню буде складатись із двох компонентів, а саме, опору стиснення і сколювання шару ґрунту, що становить 16,5 – 36% від загального опору різання, а більша частина загального опору витрачається на опір ґрунту вдавлюванню товщиною ріжучої кромки. Таким чином, автор пропонує визначати загальний опір різанню за виразом [19–20]:

$$P = \tau ab \frac{\cos \varphi \sin(\alpha + 2\varphi')}{\cos \varphi' \cos^2\left(\frac{\alpha + \varphi + \varphi'}{2}\right)} + tb\sigma_{\text{вд}}, \quad (3)$$

де P – опір різанню, Н; τ – граничне напруження ґрунту на зсув, Н/м²; a – глибина обробітку ґрунту, м; b – ширина захвату одного корпусу плуга або культиваторної лапи, м; φ – кут внутрішнього тертя ґрунту по ґрунті, град.; φ' – кут тертя ґрунту по матеріалу робочого органу, град.; α – кут різання ґрунту, град.; t – товщина ріжучої кромки, м; $\sigma_{\text{вд}}$ – питомий опір ґрунту при вдавлюванні ріжучою кромкою, Н/м².

За результатами вивчення та аналізу результатів досліджень згаданих авторів нами продовжена робота в напрямі встановлення впливу зміни товщини ріжучої кромки на загальний опір агрегату та дослідження взаємозв'язків між товщиною ріжучої кромки, лінійним зношенням та кутом загострення леза і впливу їх на зміну тягового опору агрегату.

Мета досліджень

Зменшення витрат на виконання технологічних операцій з обробітку ґрунту завдяки зменшенню тягового опору ґрунтообробних машин.

Результати досліджень

Лезо нової культиваторної лапи характеризується певною початковою товщиною ріжучої кромки t_0 та кутом загострення леза γ .

Зношення деталі супроводжується зміною товщини t_i ріжучої кромки, від t_0 до $t_{\text{сп}}$, де t_i – будь яке проміжне значення. Із збільшенням величини лінійного зношення леза за шириною A_i збільшується t_i . За умови досягнення граничного значення величини зношення

леза за шириною $A_{зр}$, товщина ріжучої кромки не змінюється і дорівнює величині $t_{зр}$.

Враховуючи геометричні параметри лека робочих органів з об'ємним загартуванням серійного виробництва, зміна товщини ріжучої кромки t_i в процесі експлуатації описується виразом:

$$t_i = t_0 + A_i \cdot \tan \gamma. \quad (4)$$

Цей вираз придатний для прогнозування товщини ріжучої кромки в залежності від величини зношення лека за шириною і описується графічно (рис. 3).

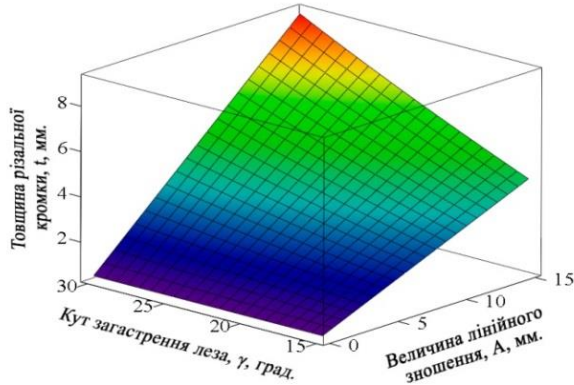


Рис. 3. Залежність зміни товщини ріжучої кромки t від впливу величини зношення A і кута заострення лека γ .

Fig. 3. The dependence of the change in the thickness of the cutting edge t on the influence of the amount of wear A and the angle of sharpening of the blade γ .

Зменшення t_i , а в ідеальному випадку доведення його до початкового значення t_0 і забезпечення його постійної величини в процесі експлуатації, можливе шляхом зміцнення поверхні робочого органу сільськогосподарських машин методом нанесення зміцнюючих покриттів, або поверхневого загартування робочої поверхні лека на глибину 1,5 – 3 мм.

Геометричні параметри ріжучої кромки робочих органів з поверхневим зміцненням на відміну від об'ємного загартування, залежать від товщини зміцнення робочої поверхні лека t_z при цьому зміна товщини ріжучої кромки t_{iz} описується виразом:

$$t_{iz} = \begin{cases} t_0 + A_i \cdot \tan \gamma, & \text{якщо } A_i \leq A_z; \\ (t_0 + A_i \cdot \tan \gamma) - (A_i - (t_z - t_0) \cdot \cot \gamma) \cdot \tan \gamma, & \text{якщо } A_i > A_z. \end{cases} \quad (5)$$

Враховуючи те, що зміцнений шар зношується менш інтенсивно, ніж основний метал, прогнозується, що в процесі експлуатації величина товщини ріжучої кромки буде постійною і становитиме 2,0 – 2,3 мм (рис. 4).

Для прогнозування зміни тягового опору агрегату в процесі експлуатації, нами запропоновано розширити відому залежність (2), а саме, розраховувати складову $kabn$, що визначає опір підрізання і деформацію пласта ґрунту за відомою формулою (3). Враховуючи доповнення залежність (2) набуває вигляду:

$$P = fG + \left(\tau ab \frac{\cos \varphi \sin(\alpha + 2\varphi')}{\cos \varphi' \cos^2 \left(\frac{\alpha + \varphi + \varphi'}{2} \right)} + tb \sigma_{so} \right) n + \varepsilon abnV^2. \quad (6)$$

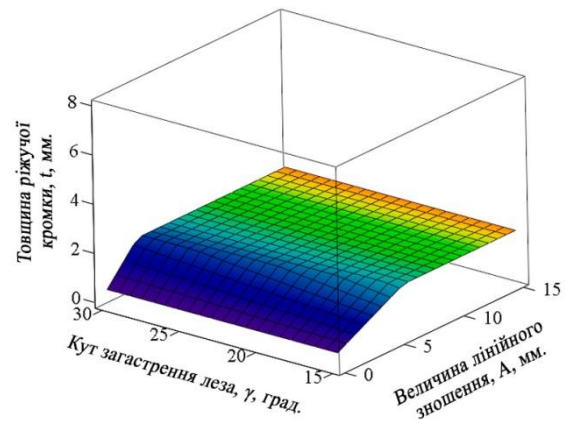


Рис. 4. Залежність зміни товщини ріжучої кромки t з поверхневим зміцненням від впливу величини зношення A і кута заострення лека γ .

Fig. 4. The dependence of the change in the thickness of the cutting edge t with surface hardening from the influence of the amount of wear A and the angle of sharpening of the blade γ .

Отриманий вираз (6) щодо визначення тягового опору ґрунтообробного агрегату, дозволяє розширити відому формулу (2) шляхом врахування опору стиснення і сколювання шару ґрунту, а також опору ґрунту вдавлюванню товщиною ріжучої кромки. Це дало можливість визначити вплив товщини різальної кромки на зміну тягового опору агрегату (рис. 5).

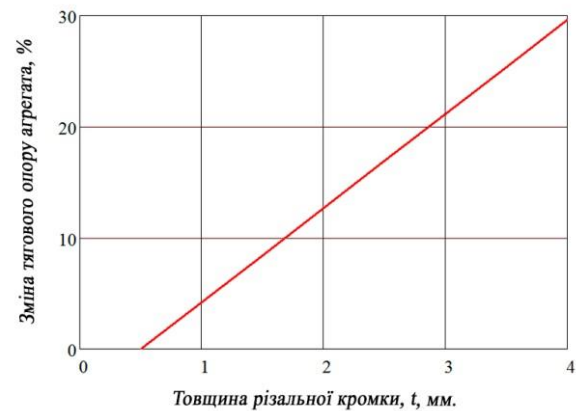


Рис. 5. Залежність зміни тягового опору агрегату від товщини ріжучої кромки.

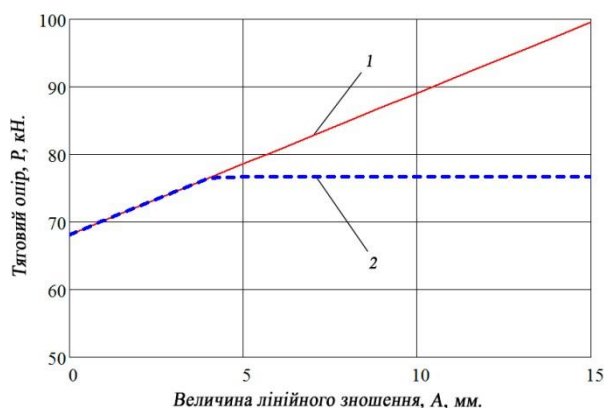
Fig. 5. Dependence of change of traction resistance of the unit on the thickness of the cutting edge.

Аналіз графічної залежності (рис. 5) показує, що збільшення товщини ріжучої кромки культиваторної лапи з 0,5 мм до 4 мм призводить до зростання тягового опору агрегату на 29,6 %.

Для порівняння зміни тягових опорів при експлуатації культиваторних лап з об'ємним загартуванням і поверхневим зміцненням лез, у вираз (6) підставляємо залежності зміни товщини ріжучих кромки (4) та (5).

В результаті теоретичних досліджень змінити тягового опору культиваторних лап в процесі експлуатації, виготовлених з використанням об'ємного зміцнення та з використанням поверхневого зміцнення

нами отримано показники для порівняння двох варіантів зміцнення (рис. 6).



1 – об'ємне загартування леза; 2 – поверхневе загартування леза.

Рис. 6. Залежності зміни тягового опору культиваторних лап з об'ємним та поверхневим зміцненням від величини лінійного зношення.

Fig. 6. Dependence of change of traction resistance of cultivator paws with volumetric hardening and surface hardening on the value of linear wear.

Аналіз графічних кривих (рис. 6) зміни тягового опору культиваторних лап з об'ємним та поверхневим зміцненням від величини лінійного зношення показав, що за лінійного зношення від початку експлуатації до 4 мм тяговий опір двох варіантів зміцнення поступово зростає на 13,2 %, від 68 кН до 77 кН, що аргументується збільшенням товщини різальної кромки. Подальша експлуатація культиваторних лап, що супроводжується лінійним зношенням леза від 4 мм до 15 мм, при цьому тяговий опір культиваторних лап з поверхневим зміцненням стабілізується в межах 76–78 кН за рахунок виникненню ефекту самозагострення леза. Поряд з цим тяговий опір культиваторних лап з об'ємним загартуванням інтенсивно зростає від 77 кН до 99 кН, що на 27–30 % більше ніж при експлуатації лап з поверхневим зміцненням.

Висновки

1. Аналіз процесів абразивного зношення лез культиваторних лап з двома варіантами зміцнення дав змогу встановити взаємозв'язок між лінійним зношенням леза та зміною його товщини різальної кромки в процесі експлуатації, що дало змогу прогнозувати товщину різальної кромки в залежності від наробітку та впливати на зміну тягового опору агрегату шляхом її зменшення в процесі експлуатації.

2. Теоретично обґрунтовано вплив товщини ріжучої кромки культиваторної лапи на зміну тягового опору агрегату та встановлено, що збільшення товщини ріжучої кромки культиваторної лапи з 0,5 мм до 4 мм призводить до зростання тягового опору агрегату на 29,6 %.

3. Теоретично встановлено позитивний ефект від поверхневого зміцнення, а саме, при лінійному зношенні леза на 15 мм тяговий опір агрегату становить

77 кН, що на 28% менший ніж при експлуатації лап з використанням об'ємного загартування.

Список літератури

1. Бабицкий Л. Ф., Рутенко В. С., Куклин В. А. Снижение тягового сопротивления почвообрабатывающего органа преобразованием трения на рабочей поверхности. II научная конференция профессорско-преподавательского состава, аспирантов, студентов и молодых ученых «Дни науки КФУ им. В.И. Вернадского» (Симферополь, 2016), сборник тезисов участников. Симферополь, 2016. Т.1. С. 140–142.

2. Бабицкий Л. Ф., Куклин В. А. Трибологические основы снижения тягового сопротивления почвообрабатывающих рабочих органов. II научная конференция профессорско-преподавательского состава, аспирантов, студентов и молодых ученых «Дни науки КФУ им. В.И. Вернадского» (Симферополь, 2016), сборник тезисов участников. Симферополь, 2016. Т.1. С. 142–143.

3. Невзоров А. В. Залежність ефективності роботи ґрунтообробних машин від рівня зношення робочих органів. Збірник тез доповідей XII Міжнародної наукової конференції «Рациональне використання енергії в техніці» (17-20 травня 2016 року) Національний університет біоресурсів і природокористування України. К., 2016. С. 35–39.

4. Мельник В. И., Чигрина С.А. Согласование тяговых возможностей трактора и рабочего сопротивления почвообрабатывающих машин. Инженерия природокористування. Харків, 2016. №2(6). С. 113 – 118

5. Бойко А. І., Морозовська З. А. Оцінка природного зношування матеріалу деталей. Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Досягнення та перспективи галузі виробництва, переробки і зберігання сільськогосподарської продукції». Кіровоград: КНТУ, 2016. С. 19–20.

6. Дворук В. І., Войтов В. А., Борак К. В. Вплив напрацювання на коефіцієнт зміни форми робочих органів дискових ґрунтообробних знарядь. Аграрна наука, освіта, виробництво: європейський досвід для України: матеріали Міжнародної науково-практичної конференції, 17–18 листоп. 2015 р. – Житомир: ЖНАЕУ, 2015. С. 61–65.

7. Старовойтов С.И. Горизонтальная составляющая тягового сопротивления стрелчатой лапы с переменным углом крошения и с трансформированным лезвием. Вестник Брянской государственной сельскохозяйственной академии. Брянск, 2016. №1. С. 79 – 86.

8. Лобачевский Я. П., Комогорцев В. Ф., Старовойтов С. И., Храмовских К. А. Анализ тягового сопротивления элементов цилиндрического плужного корпуса. Сельскохозяйственные машины и технологии. Москва, 2016. №2. С. 11–15.

9. Croitoru I. S., Vladut V., Marin E., Matache M., Dumitru I. Determination of subsoiler traction force influenced by different working depth and velocity. Engineering for rural development. Jelgava, 25–27.05.2016. P. 817–825.

10. Boykov V. M., Nesterov E. S., Startsev S. V., Okas K. K. Traction resistance of the chisel working body. Scientific Review. Poland, 2017. Vol. 5. P. 72–77

11. Okoko P., Ajav E., Olosunde W. Draft and power requirements for some tillage implements operating in clay loam soil. *AgricEngInt: CIGR Journal Open access at <http://www.cigrjournal.org>*. Japan, 2018. Vol. 20. No. 1. P. 95–102.
12. Askari M., Shahgholi G., Abbaspour-Gilandeh Y. The effect of tine, wing, operating depth and speed on the draft requirement of subsoil tillage tines. *Research in Agricultural Engineering*. Czech Republic, 2017. Vol. 63. P. 160–167.
13. Ranjbarian S., Askari M., Jannatkah J. Performance of tractor and tillage implements in clay soil. *Journal of Saudi Society of Agricultural Sciences*. Saudi Arabia, 2017. Vol. 16. Issue 2. P. 152–164.
14. Новиков В. С., Петровский Д. И. Высокоресурсные рабочие органы машин для основной обработки почвы. В сборнике: *Инновационные технологии для АПК юга России*. Майкоп, 2016. С. 79–82.
15. Новиков В. С., Петровский Д. И. Повышение ресурса рабочих органов машин для основной обработки почвы. В сборнике: *Основные направления развития техники и технологий в АПК VII Всероссийская научно-практическая конференция*. Курган, 2016. С. 288–293.
16. Бондарев С. І. Дослідження якісних та енергетичних показників роботи ґрунтообробної техніки. Збірник тез доповідей XII Міжнародної науково-практичної конференції «Обухівські читання» (21 березня 2017 року) / Національний університет біоресурсів і природокористування України. К., 2017. С. 37–39.
17. Василенко М. О., Буслаєв Д. О. Зменшення тягового опору відновлених і зміцнених робочих органів при експлуатації. Науково-теоретичний журнал Національної академії аграрних наук України. Вісник аграрної науки. Київ, 2016. №9. С. 52–55.
18. Хмара Л. А., Кріль Р. М. Наукові основи оптимізації геометричних параметрів інноваційного телескопічного робочого органа бульдозера (На основі загальних теорій взаємодії відвальних робочих органів із середовищем) Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури, Дніпро, 2019, №4. С. 79–92.
19. Лещенко С. М., Сало В. М., Петренко Д. І., Васильковський О. М. Вплив конструкційно-технологічних параметрів робочих органів глибокорозпашувача на тяговий опір. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Кіровоград, 2018. Вип. №48 С. 12–21.
20. Павлов В. П., Пенчук В. А. Машины для земляных работ: синтез технологий, проектирование, эффективность: монография. Красноярск: Сиб. федер. ун-т., 2016. 328 с.
- ”(Simferopol, 2016), a collection of abstracts of participants. Simferopol. T. 1. 140–142.
2. Babitsky L. F., Kuklin V. A. (2016). Tribological bases of reduction of traction resistance of soil working bodies. II scientific conference of the faculty, graduate students, students and young scientists «Days of science of KFU them. YOU. Vernadsky” (Simferopol, 2016), a collection of abstracts of participants. Simferopol. T.1. 142–143.
3. Nevzorov A. V. (2016). Dependence of efficiency of soil tillage machines on the level of wear of working bodies. Proceedings of the XII International Scientific Conference "Energy Efficiency in Engineering" (May 17–20, 2016) National University of Bioresources and Environmental Management of Ukraine. Kyiv. 35–39.
4. Miller V. I., Chigrina S. A. (2016). Coordination of tractor traction capabilities and working resistance of tillage machines. *Environmental Engineering*. Kharkiv. №2 (6). 113–118.
5. Boyko A. I., Morozovskaya S. A. (2016). Evaluation of natural wear of material of parts. Materials of the All-Ukrainian Scientific-Practical Conference "Achievements and Prospects of Agricultural Production, Processing and Storage". Kirovograd: KNTU. 19–20.
6. Dvoruk V. I., Voitov V. A., Borak K. V. (2015). Influence of working time on the coefficient of change in the shape of the working bodies of disc tillage tools. *Agrarian Science, Education, Production: European Experience for Ukraine: Proceedings of the International Scientific and Practical Conference*, November 17–18. 2015 - Zhytomyr: ZhNAEU. 61–65.
7. Starovoitov S. I. (2016). The horizontal component of the traction resistance of the lancet paw with a variable angle of crushing and with a transformed blade. *Bulletin of the Bryansk State Agricultural Academy*. Bryansk. No. 1. 79–86.
8. Lobachevsky Ya. P., Komogortsev V. F., Staroitov S. I., Khramovskikh K. A. (2016). Analysis of traction resistance of elements of a cylindroid plow body. *Agricultural machinery and technology*. Moscow. No2. 11–15.
9. Croitoru I. S., Vladut V., Marin E., Matache M., Dumitru I. (2016). Determination of subsoiler traction force influenced by different working depth and velocity. *Engineering for rural development*. Jelgava, 25.–27.05.2016. 817–825.
10. Boykov V. M., Nesterov E. S., Startsev S. V., Okas K. K. (2017). Traction resistance of the chisel working body. *Scientific Review*. Poland. Vol. 5. 72–77.
11. Okoko P., Ajav E., Olosunde W. (2018). Draft and power requirements for some tillage implements operating in clay loam soil. *AgricEngInt: CIGR Journal Open access at <http://www.cigrjournal.org>*. Japan. Vol. 20. No. 1. 95–102.
12. Askari M., Shahgholi G., Abbaspour-Gilandeh Y. (2017). The effect of tine, wing, operating depth and speed on the draft requirement of subsoil tillage tines. *Research in Agricultural Engineering*. Czech Republic. Vol. 63. 160–167.
13. Ranjbarian S., Askari M., Jannatkah J. (2017). Performance of tractor and tillage implements in clay soil. *Journal of Saudi Society of Agricultural Sciences*. Saudi Arabia. Vol. 16. Issue 2. 152–164.

References

1. Babitsky L. F., Rutenko V. S., Kuklin V. A. (2016). Reducing the traction resistance of the soil organ by converting friction on the work surface. II scientific conference of the faculty, graduate students, students and young scientists «Days of science of KFU them. YOU. Vernadsky

12. Askari M., Shahgholi G., Abbaspour-Gilandeh Y. (2017). The effect of tine, wing, operating depth and speed on the draft requirement of subsoil tillage tines. *Research in Agricultural Engineering*. Czech Republic. Vol. 63. 160–167.
13. Ranjbarian S., Askari M., Jannatkah J. (2017). Performance of tractor and tillage implements in clay soil. *Journal of Saudi Society of Agricultural Sciences*. Saudi Arabia. Vol. 16. Issue 2. 152–164.

14. Novikov V. S., Petrovsky D. I. (2016). High-resource working bodies of machines for primary tillage. In the collection: Innovative technologies for the agricultural sector of the south of Russia. Maykop. 79–82.

15. Novikov V. S., Petrovsky D. I. (2016). Increasing the resource of the working bodies of machines for primary tillage. In the collection: The main directions of the development of engineering and technology in the agro-industrial complex VII All-Russian Scientific and Practical Conference. Mound. 288–293.

16. Bondarev S. I. (2017). Investigation of qualitative and energy performance of soil tillage equipment. Proceedings of the XII International Scientific and Practical Conference "Obukhov Readings" (March 21, 2017). National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Kyiv. 37–39

17. Vasilenko M. O., Buslaev D. O. (2016). Reduction of traction resistance of restored and strengthened working bodies during operation. Scientific-theoretical journal of the National Academy of Agrarian Sciences of Ukraine. Bulletin of agrarian science. Kyiv. No. 9. 52–55.

18. Khmara L. A., Krol R. M. (2019). Scientific bases of optimization of geometrical parameters of an innovative telescopic working body of a bulldozer (On the basis of the general theories of interaction of dumping working bodies with the environment) Bulletin of the Pridneprovsk State Academy of Civil Engineering and Architecture. Dnipro. No 4. 79–92.

19. Leshchenko S. M., Salo V. M., Petrenko D. I., Vasilkovsky O. M. (2018). Influence of structural and technological parameters of working tools of the deep-looser on traction resistance. Design, production and operation of agricultural machines. Kirovograd. Vol. 48. 12–21.

20. Pavlov V. P., Penchuk V. A. (2016). Machines for earthworks: synthesis of technologies, design, efficiency: monograph. Krasnoyarsk: Sib. Feder. Univ. 328.

ТЯГОВОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ КУЛЬТИВАТОРНЫХ ЛАП С ПОВЕРХНОСТНЫМ УПРОЧНЕНИЕМ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ МАШИН

Д. А. Буслаев, М. А. Василенко

Аннотация. Работа посвящена исследованию процессов износа лезвий культиваторных лап при различных видах упрочнения и влиянии их на изменение тягового сопротивления почвообрабатывающего агрегата. В статье приведены зависимости для прогнозирования изменения толщины режущих кромок упрочненных различными вариантами от линейного износа лезвия по ширине и угла его заострения.

Расширено известную зависимость прогнозирования изменения тягового сопротивления агрегата в процессе эксплуатации, путем введения зависимости, которая позволяет учесть сопротивление сжатия и скалывания слоя почвы, а также сопротивление почвы вдавливаю толщиной режущей кромки.

Теоретически обосновано влияние толщины режущей кромки культиваторных лап на смену тягового сопротивления агрегата. Анализ полученных графических зависимостей изменения тягового сопротивления культиваторных лап с объемным и поверхностным упрочнением от величины линейного износа показал,

что тяговое сопротивление культиваторных лап с поверхностным упрочнением на 27-30% меньше, чем при эксплуатации лап с объемным упрочнением.

Поверхностное упрочнение лезвий культиваторных лап позволит уменьшить затраты на выполнение технологических операций по обработке почвы благодаря уменьшению тягового сопротивления почвообрабатывающих машин вследствие повышения процесса самозатачивания и стабилизации толщины режущей кромки в процессе эксплуатации.

Ключевые слова: упрочнение, лезвие, износостойкость, ресурс, долговечность, самозатачивание, сопротивление.

TRACTION RESISTANCE OF CULTIVATOR PAWS WITH SURFACE HARDENING DURING OPERATION OF TILLAGE MACHINES

D. O. Buslaev, M. O. Vasilenko

Abstract. The work is devoted to the study of the processes of wear of the blades of cultivator paws for various types of hardening and their influence on the change in traction resistance of a tillage unit. The article presents the dependencies for predicting changes in the thickness of the cutting edges hardened by various options on the linear wear of the blade along the width and angle of its sharpening.

Extended known dependency predicting changes in the traction resistance of the unit during operation, by introducing a relationship that allows you to take into account the compression and cleavage resistance of the soil layer, as well as the resistance of the soil to indentation by the thickness of the cutting edge.

The effect of the thickness of the cutting edge of the cultivator paws on the change in the traction resistance of the aggregate is theoretically substantiated. An analysis of the obtained graphical dependences of the change in the traction resistance of cultivator paws with volumetric and surface hardening on the value of linear wear showed that the traction resistance of cultivator paws with surface hardening is 27-30% less than during operation of paws with volumetric hardening.

Surface hardening of the blades of cultivator paws will reduce the cost of performing technological operations on tillage due to a decrease in the traction resistance of tillage machines due to an increase in the process of self-sharpening and stabilization of the thickness of the cutting edge in the process exploitation.

Key words: hardening, blade, wear resistance, resource, durability, self-sharpening, resistance.

Д. О. Буслаев ORCID 0000-0003-2535-7420.

М. О. Василенко ORCID 0000-0002-5240-7000.

УДК 621.433.2:621.436

РОЗРОБЛЕННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ГАЗОВИМ ДВЗ, КОНВЕРТОВАНИМ НА БАЗІ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

С. О. Ковальов

Державне підприємство «Державний автотранспортний науково-дослідний та проектний інститут», Україна.

Стаття з спеціальності: 05.05.03 – двигуни та енергетичні установки.

Кореспонденція автора: skovalev@insat.org.ua

Історія статті: отримано – листопад 2019, акцентовано – січень 2020.

Бібл. 17, рис. 3, табл. 1.

Анотація. В статті показані доцільність і переваги використання сільськогосподарською технікою (такою як потужні дизельні колісні та гусеничні трактори) газових моторних палив, зокрема, зрідженого нафтового газу (далі – ЗНГ, на англ. мові скорочено – LPG), порівняно з традиційними рідкими моторними паливами. Обґрунтована доцільність конвертування тракторних дизелів у газові ДВЗ з іскровим запалюванням.

Розроблено електронну систему управління газовими ДВЗ з іскровим запалюванням, що складається з двох головних систем та електронного блоку управління (далі – ЕБУ) Avenir Gaz 37 рівня «А».

Описано принцип роботи систем управління газовими ДВЗ з системою живлення і подачі ЗНГ до впускного трубопроводу через газоповітряний змішувач, безконтактною електронною системою запалювання з рухомим розподільником напруги, системою наповнення циліндрів зарядом робочої суміші та ЕБУ Avenir Gaz 37 рівня «А».

Розроблено та створено газовий двигун внутрішнього згорання (далі – ДВЗ) моделі Д-240-LPG-«А» для роботи на ЗНГ. Газовий ДВЗ конвертовано на базі тракторного дизеля Д-240 (атмосферний, чотирьохтактний, рідинного охолодження, 4-х циліндровий двигун з діаметром поршня 110 мм та ходом 125 мм), який встановлюється на універсально-просапні колісні трактори МТЗ-80 та МТЗ-82.

В роботі наведені результати випробування газового ДВЗ моделі Д-240-LPG-«А» на електричному навантажувальному стенді Zöllner із модернізованою мікропроцесорною системою вимірювання та керування.

Зняті навантажувальні характеристики газового двигуна, на підставі яких визначені основні технічні характеристики газового Д-240-LPG-«А», а також його ефективні параметри. Технічні характеристики показали, що номінальна потужність газового ДВЗ Д-240-LPG-«А» склала 97 % від номінальної потужності дизеля Д-240.

В статті доведено, що отримані в результаті випробувань енергетичні та економічні параметри газового ДВЗ Д-240-LPG-«А» підтвердили доцільність конвертації тракторних дизелів у газові ДВЗ з іскровим запалюванням. До того ж, отримані у випробуваннях технічні параметри показали, що така конвертація є

ефективним способом зменшення експлуатаційних витрат сільськогосподарською технікою за рахунок заміни більш дорогого дизельного палива більш дешевим зрідженим нафтовим газом.

Ключові слова: газовий двигун внутрішнього згорання, система управління газовим двигуном внутрішнього згорання, електронний блок управління Avenir Gaz 37 рівня «А», навантажувальні характеристики газового ДВЗ, зріджений нафтовий газ.

Постановка проблеми

У зв'язку із постійним та суттєвим збільшенням забруднення оточуючого середовища транспортними засобами (далі – ТЗ), що працюють на традиційних рідких моторних паливах, за останні часи виникла необхідність застосування більш екологічно чистих та наперед дешевих альтернативних видів моторних палив, до яких у належить ЗНГ.

Відомо, що споживання ЗНГ колісними ТЗ у світі за останні роки суттєво збільшилось, а в Україні ще і перевищило споживання бензинів [1, 2]. Це, у першу чергу, зумовлено тим, що ЗНГ останнім часом є найбільш дешевим альтернативним газовим моторним паливом в Україні.

Отже, стає очевидним доцільність розроблення в Україні багатofункціональної синтез-технології з конвертації транспортних дизелів у газові ДВЗ з іскровим запалюванням.

Така синтез-технологія у першу чергу має стосуватись ТЗ, що оснащені потужними дизелями, які відповідно мають достатньо великі експлуатаційні витрати дизельного палива (далі – ДП).

У ДП «ДержавтотрансНДІпроект» проводяться роботи з розроблення сучасної української синтез-технології Avenir Gaz (різних рівнів складності) для переобладнання транспортних дизелів у газові ДВЗ з іскровим запалюванням для роботи на ЗНГ.

Відповідно до синтез-технології переобладнання дизелів здійснюється на базі створених електронних систем управління газовими ДВЗ, основою якої є розроблені електронні мікропроцесорні блоки управління [3].

Аналіз останніх досліджень

Питаннями конвертації транспортних (у т.ч. тракторних) дизелів у газові ДВЗ із іскровим запалюванням займалися багато дослідників [4–11].

В роботах [4–10] розглядалися питання конвертації атмосферних та наддувних транспортних і стаціонарних дизелів у газові ДВЗ з іскровим запалюванням. Але в якості газового моторного палива було застосовано природний газ.

При цьому, в роботах [4, 6, 7] зменшення ступеня стиснення дизеля до величини необхідної для роботи на газовому паливі, досягалось шляхом встановлення додаткових прокладок головки блоку циліндрів. Але цей спосіб приводить як до суттєвого погіршення екологічних параметрів конвертованого газового ДВЗ, так і значно зменшує надійність його роботи.

У статтях [10, 11] зменшення ступеня стиснення дизеля досягалось шляхом застосування термодинамічного циклу Міллера, яке забезпечує зниження не геометричного, а фактичного ступеня стиснення.

Проте, слід зазначити, що переважна більшість робіт з конвертації дизелів у газові ДВЗ як в Україні, так і у світі, стосувалися використання в якості моторного палива стисненого природного газу (далі – СПГ). Але використання СПГ вимагає встановлення на ТЗ великої кількості достатньо важких автомобільних газових балонів, що у свою чергу зменшує вантажність чи/та пасажиромісність. А ось збереження на борту ТЗ ЗНГ, на відміну від збереження СПГ, не впливає і не змінює вантажність чи/та пасажиромісність ТЗ.

Отже з урахуванням вартості ЗНГ питання конвертації транспортних (у т.ч. тракторних) дизелів у газові ДВЗ для роботи на ЗНГ є актуальним та потребує проведення подальших досліджень.

Мета досліджень

Метою даної роботи є розроблення та дослідження газового ДВЗ-240-LPG-«А» з подачею ЗНГ до впускного колектору, електронною системою запалювання та спеціальним ЕБУ Avenir Gaz 37«А».

Результати досліджень

В останні роки у ДП «ДержавтотрансНДІпроект» проводяться роботи з розроблення сучасної української синтез-технології Avenir Gaz (різних рівнів складності) для переобладнання транспортних дизелів у газові ДВЗ з іскровим запалюванням для роботи на ЗНГ. Відповідно до синтез-технології переобладнання дизелів здійснюється на базі створених електронних систем управління газовими ДВЗ, основою якої є електронні мікропроцесорні блоки управління (далі – ЕБУ) [3].

На цей час в інституті завершені роботи з адаптації синтез-технології Avenir Gaz (першого рівня складності – рівня «А») для переобладнання дизеля 4Ч 11/12,5 (моделі Д-240) у газовий ДВЗ Д-240-LPG-«А».

Згідно з першим етапом синтез-технології Avenir Gaz у дизеля Д-240 було проведено повний демонтаж

систем живлення та впорскування дизельного палива.

На другому етапі синтез-технології у конструкцію двигуна внесені зміни по доопрацюванню головки блоку циліндрів дизеля для монтажу свічок запалювання та встановлення нової поршневої групи. Для зменшення ступеня стиснення напівзакрита дизельна камера згоряння типу ЦНІДІ перетворена у відкриту камеру згоряння у формі осесиметричного «усіченого конусу» із $\varepsilon = 9,5$ [12].

На третьому етапі синтез-технології газовий ДВЗ було дообладнано системою управління наповненням циліндрів зарядом робочої суміші, системою живлення та подачі ЗНГ до впускного трубопроводу, а також безконтактною електронною системою запалювання з рухомим розподільником напруги. При цьому, слід зауважити, що першому рівню складності синтез-технології Avenir Gaz (класифікованому як – рівень «А») відповідає комплектація газового ДВЗ системою живлення і подачі ЗНГ (через газоповітряний змішувач) до впускного трубопроводу. Крім того ж, були внесені зміни у систему живлення ДВЗ повітрям шляхом встановлення дросельної заслінки з механічним приводом. За відсутності у газовому ДВЗ механічного регулятора частоти обертання, демонтованого у складі з паливним насосом високого тиску моделі УТН-5, з метою уникнення перевищення максимальної частоти обертання (встановленої заводом-виробником для відповідної моделі дизеля) було розроблено і виготовлено мікропроцесорний ЕБУ Avenir Gaz 37 «А», який побудовано на платформі 8-розрядного мікроконтролера PIC16F (Microchip Technology Inc.).

На рис. 1 представлена принципова схема системи управління газовим ДВЗ з ЕБУ Avenir Gaz 37 рівня «А», яка забезпечує подачу ЗНГ через газоповітряний змішувач до впускного трубопроводу [13]. Всі елементи спеціального обладнання, що входять до системи живлення і подачі ЗНГ (через газоповітряний змішувач) до впускного трубопроводу, відповідають вимогам [14, 15].

На рис. 1 показано: 1 – газовий ДВС; 2 – камера згоряння; 3 – впускний клапан; 4 – випускний клапан; 5 – свічка запалювання; 6 – патрубок впускного колектору; 7 – об'єднана частина впускного колектору; 8 – датчик температури охолоджуючої рідини; 9 – показник температури охолодної рідини; 10 – дросельний пристрій з механічним приводом; 11 – механічна педаль акселератора (педаль газу); 12 – випускний колектор; 13 – глушник; 14 – автомобільний газовий балон для ЗНГ; 15 – мультиклапан газового балона; 16 – показник рівня ЗНГ в газовому балоні; 17 – дистанційно керований запірний електромагнітний клапан мультиклапана; 18 – заправний вузол; 19 – магістральний газопровід високого тиску для ЗНГ; 20 – газовий фільтр з інтегрованим запірним електромагнітним клапаном; 21 – одноступінчастий газовий редуктор-випарник ЗНГ; 22 – запірний електромагнітний клапан газового редуктора-випарника; 23 – газовий фільтр парової фази ЗНГ; 24 – підігрівач газового редуктора-випарника (за наявності); 25 – газова магістраль низького тиску; 26 – механічний дозатор газу; 27 – газоповітряний змішувач; 28 – акумуляторна батарея (АКБ); 29 – замок запалювання; 30 – котушка запалювання; 31 – елек-

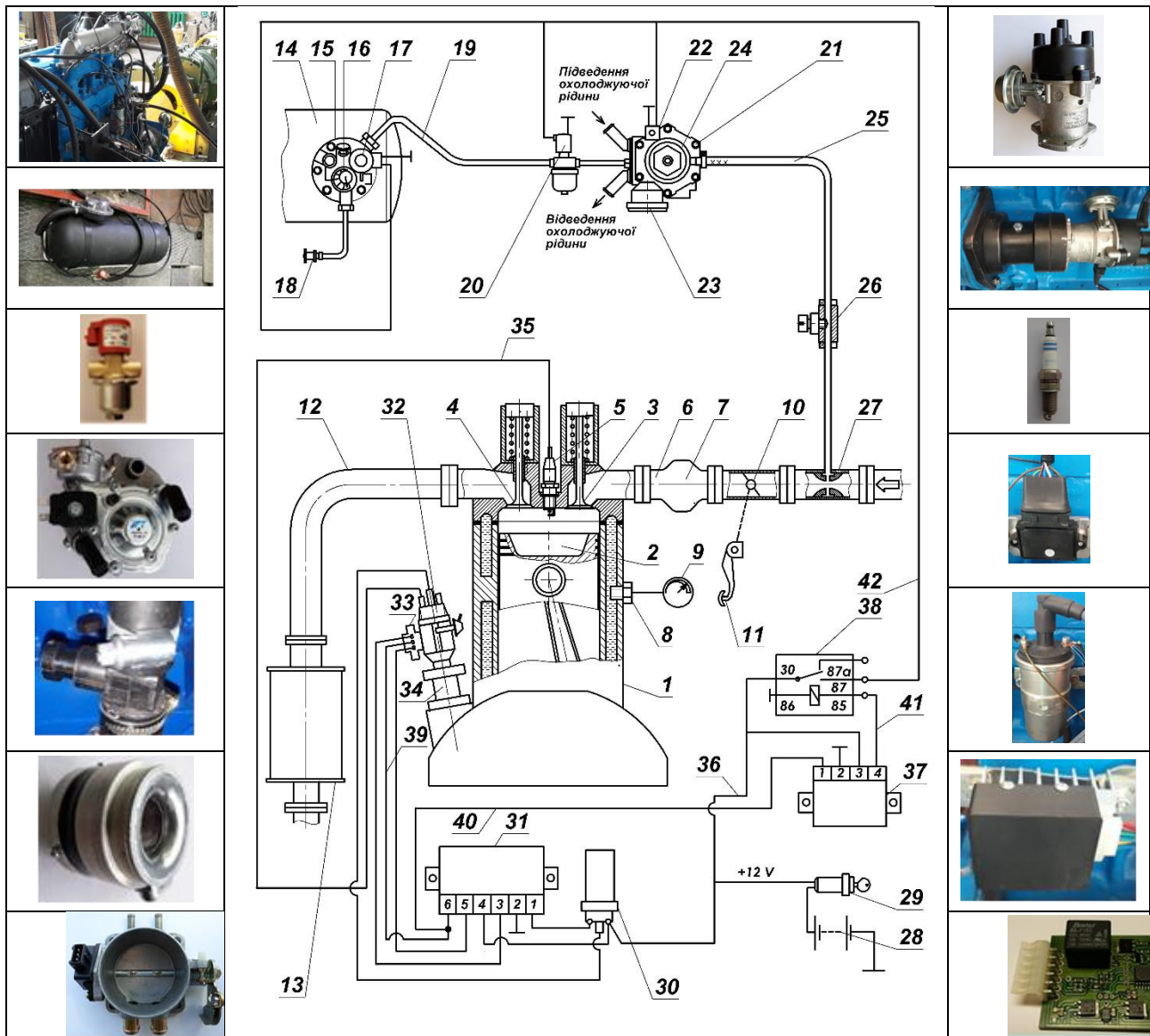


Рис. 1. Принципова схема системи управління газовим ДВЗ з ЕБУ Avenir Gaz 37 рівня «А», яка забезпечує подачу ЗНГ через газоповітряний змішувач до впускного трубопроводу.

Fig. 1. Schematic diagram of a gas engine control system with Avenir Gaz 37 ECU level “A”, which provides the supply of LPG through an air-gas mixer in the inlet pipe.

тронний комутатор; 32 – рухомим розподільник запалювання (трамблер); 33 – датчик Холла; 34 – спеціальний привід рухомого розподільника запалювання (трамблера); 35 – високовольтний(-и) дріт(-и); 36 – електричний зв’язок (дріт); 37 – ЕБУ Avenir Gaz; 38 – електромагнітне реле; 39...42 – електричний зв’язок (дріт).

Система управління працює наступним чином. На початку роботи (в момент підготовки до запуску) двигуна 1 водій повертає ключ у замку запалювання 29 і напруга від акумулятора 28 через електричний зв’язок 36 подається до безконтактної електронної системи запалювання [котушки запалювання 30, комутатора 31 та рухомого розподільника запалювання (трамблера) 32], а також до клемми 3 ЕБУ Avenir Gaz 37 та до контакту 30 електромагнітного реле 38. Крім того, напруга від акумулятора 28 подається до стартеру (на Рис. 1 не показаний). Водночас газовий двигун 1 починає обертатися і сигнал згенерований датчиком Холла 33 по еле-

ктричному зв’язку 39 подається на клему номер 6 комутатора 31 та через електричний зв’язок 40 дублюється і подається до клемми 1 ЕБУ Avenir Gaz 37.

ЕБУ Avenir Gaz 37 обробляє отриманий з датчика Холла 33 сигнал і подає на клему номер 4 напругу +12 V, яка через електричний зв’язок 41 поступає на контакт 85 електромагнітного реле 38 і далі на котушку реле. В результаті чого, контакти 30 – 87 електромагнітного реле 38 замикаються і напруга +12 V через електричний зв’язок 42 подається до нормально закритих запірних електромагнітних клапанів 17, 20 та 22.

Запірні електромагнітні клапани 17, 20 та 22 відкриваються, пропускаючи газове паливо (зокрема зріджений нафтовий газ у рідкому стані) від газового балона 14 через мультиклапан 15, газову магістраль високого тиску 19 та газовий фільтр 20 до одноступінчатого газового редуктора-випарника 21.

У редукторі-випарнику 21 зріджений нафтовий газ за рахунок підведення охолоджуючої рідини (з си-

стеми охолодження двигуна) та/або підігрівача редуктора 24 – випаровується до газового стану і через газову магістраль низького тиску 25 поступає до механічного дозатору газу 26 та далі до газоповітряного змішувача 27. Дросельна заслінка 10 у цей час знаходиться у прочиненому положенні, яке відповідає мінімальній частоті обертання колінчастого валу газового двигуна 1.

Водночас газовий двигун 1 починає обертатися і комутатор 31 безконтактної електронної системи запалювання подає сигнал до котушки запалювання 30, де генерується висока напруга, яка по високовольтному дроту поступає до рухомого розподільника запалювання (трамблера) 32, а звідти по високовольтному дроту 35 до свічки запалювання 5, яка утворює іскру запалювання у камері згоряння 2. Разом з тим, газоповітряна суміш, що утворюється у газоповітряному змішувачі 27 через прочинену дросельну заслінку 10 потрапляє до камери згоряння 2, де запалюється від свічки запалювання 5. В результаті газовий двигун 1 починає працювати на режимі холостого ходу.

Сигнал датчика Холла 33, частота імпульсів якого пропорційна поточній частоті обертання колінчастого валу газового двигуна 1 постійно обробляється ЕБУ Avenir Gaz 37 і порівнюється з наперед запрограмованою в ЕБУ Avenir Gaz 37 величиною максимальної частоти обертання колінчастого валу. У разі, коли величина поточної частоти обертання колінчастого валу газового двигуна 1 менша ніж наперед задана величина максимальної частоти обертання, електронний блок управління 37 підтримує напругу +12 V на клемі номер 4 і, як наслідок, на контакті 85 електромагнітного реле 38. Газове паливо (зокрема ЗНГ) продовжує поступати до газоповітряного змішувача 27 і далі у камеру згоряння 2. Газовий двигун 1 продовжує обертатися із заданою педалью 11 частотою обертання.

При збільшенні навантаження на газовий двигун для збільшення частоти обертання колінчастого валу газового двигуна 1 водій натискає на педаль 11 керування швидкісним режимом, відкриваючи дросельну заслінку 10 і збільшуючи кількість газоповітряної суміші, яка надходить до камери згоряння 2. В результаті, частота обертання газового двигуна 1 збільшується.

У разі досягнення значення поточної частоти обертання колінчастого валу вище наперед запрограмованої величини максимальної частоти обертання, ЕБУ Avenir Gaz 37 знімає напругу +12 V з клемі номер 4 і, одночасно, через електричний зв'язок 41 з контакту 85 електромагнітного реле 38 та котушки реле. В результаті, контакти 30 – 87 розмикаються і напруга +12 V знімається з запірних електромагнітних клапанів 17, 20 та 22. Як наслідок, запірні електромагнітні клапани 17, 20 та 22 закриваються і подача газового палива (зокрема зрідженого нафтового газу) від газового балона 14 до газоповітряного змішувача 27 припиняється.

Двигун по інерції продовжує обертатися, але частота обертання колінчастого валу (за відсутності подачі газового палива) зменшується. Після зменшення частоти обертання (на величину гістерезису) ЕБУ Avenir Gaz 37 знову подає на клему номер 4 напругу +12 V, яка через електричний зв'язок 41 поступає на

контакт 85 електромагнітного реле 38 і далі на котушку реле. Контакти 30 – 87 замикаються і напруга +12 V через електричний зв'язок 42 подається до закритих запірних електромагнітних клапанів 17, 20 та 22, які знов відкриваються. Подача газового палива (зокрема зрідженого нафтового газу) від газового балона 14 до газоповітряного змішувача 27 від газового балона 14 до газоповітряного змішувача 27 поновлюється. Газовий двигун запускається, але працює вже на меншій частоті обертання колінчастого валу.

Слід додати, що наперед запрограмована величина частоти обертання колінчастого валу може відповідати як номінальній частоті обертання дизеля, так і максимальній частоті обертання холостого ходу.

В результаті, робота ЕБУ Avenir Gaz 37 обмежує максимальну частоту обертання газового ДВЗ і тим самим унеможливує збільшення частоти обертання більше наперед запрограмованої величини.

Крім того, така система управління унеможливує подачу газового палива (зокрема зрідженого нафтового газу) до газоповітряного змішувача та впускного трубопроводу до моменту початку запуску газового двигуна, що підвищує безпеку його експлуатації.

Визначення енергетичних та економічних показників конвертованого газового ДВЗ моделі Д-240-LPG-«А» з розробленою системою управління та ЕБУ Avenir Gaz 37 рівня «А» проводилось на навантажувальному стенді Zöllner (Німеччина) типу В-350АС з модернізованою мікропроцесорною системою вимірювання та керування. Для вимірювання витрат ЗНГ та повітря використовувались такі засоби вимірювальної техніки як масовий витратомір палива коріолісового типу FlexCOR CMF-BEQ0B1AWCJ2100A, а також масовий витратомір повітря GF-90-A1A00AD-AA00060DA5A4 (обидва виробництва США, FCI). Дійсний кут випередження запалювання $\varphi_{в.з.}$ визначався мотортестером FSA 560 діагностичного комплексу Bosch, а коефіцієнт надміру повітря λ розраховується штатною програмою вимірювального модуля - газоаналізатора BEA 060 мобільного комплексу BOSCH BEA 550. Всі задіяні в експериментальних дослідженнях засоби вимірювальної техніки були повірені або атестовані, а точність всіх вимірювань відповідала вимогам ГОСТ 18509 [16].

При проведенні випробувань використовувався ЗНГ марки ПБТ за ГОСТ Р 52087 [17] виготовлений ООО «Газэнергосеть Брянск» Клиновской ГНС (Республіка Білорусь), який згідно Паспорту якості № 53 від 21.04.2019 містить (по масі) 56,47 % пропану та 40,79 % бутану (і-бутану – 18,67 % та н-бутану – 22,12 %). Щільність цього ЗНГ при температурі 10°C складає 0,5347 кг/л.

Навантажувальні характеристики газового ДВЗ Д-240-LPG-«А» з ЕБУ Avenir Gaz 37 рівня «А» знімалися при частотах обертання колінчастого валу 1000, 1300, 1600, 1900 та 2200 хв⁻¹. У даній статті наведені навантажувальні характеристики лише при частотах обертання 1600 та 2200 хв⁻¹ (номінальна частота обертання). Побудовані на підставі експериментальних даних навантажувальні характеристики показані на рис. 2 та рис. 3.

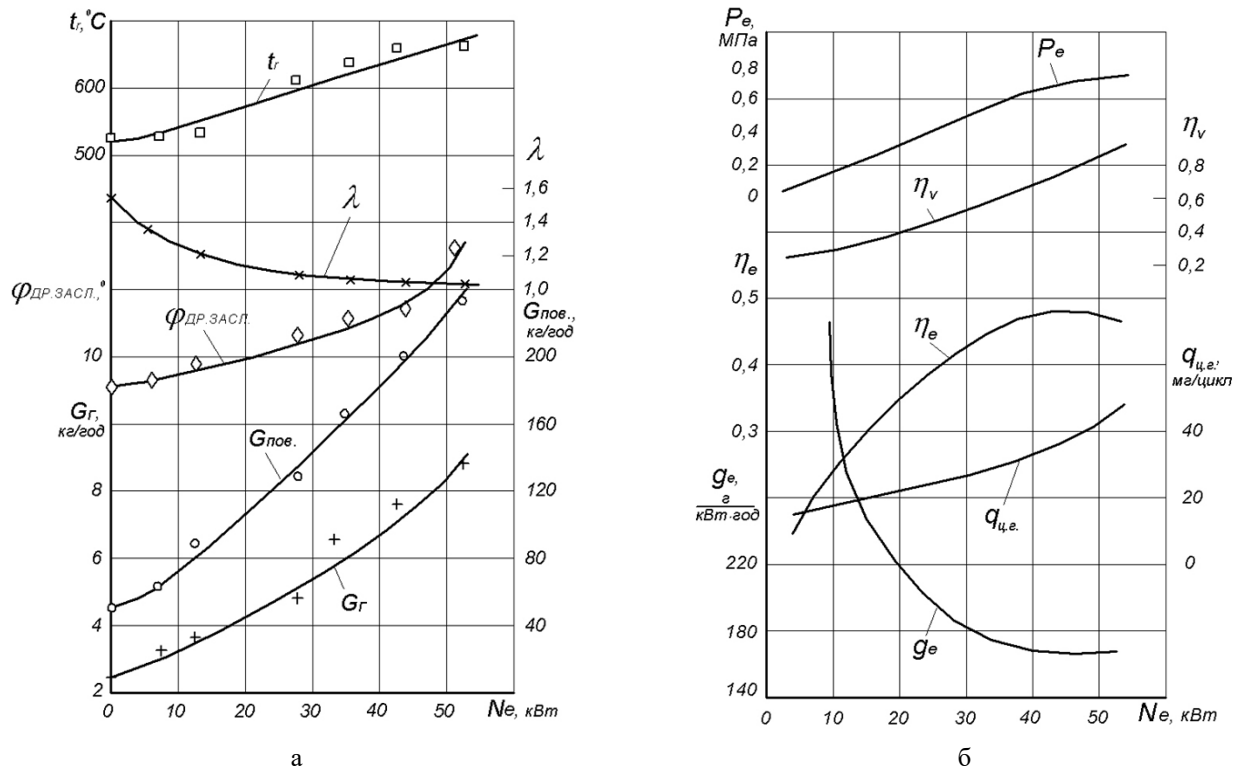


Рис. 2. Навантажувальна характеристика газового ДВЗ Д-240-LPG-«А» з ЕБУ Avenir Gaz 37 рівня «А» при частоті обертання $n_d = 1600 \text{ хв}^{-1}$: а – енергетичні параметри; б – ефективні параметри.

Fig. 2. The load characteristic of a gas ICE D-240-LPG-«A» with Avenir Gaz 37 ECU of level «A» at a speed of $n_d = 1600 \text{ min}^{-1}$: a - energy parameters; b - effective parameters.

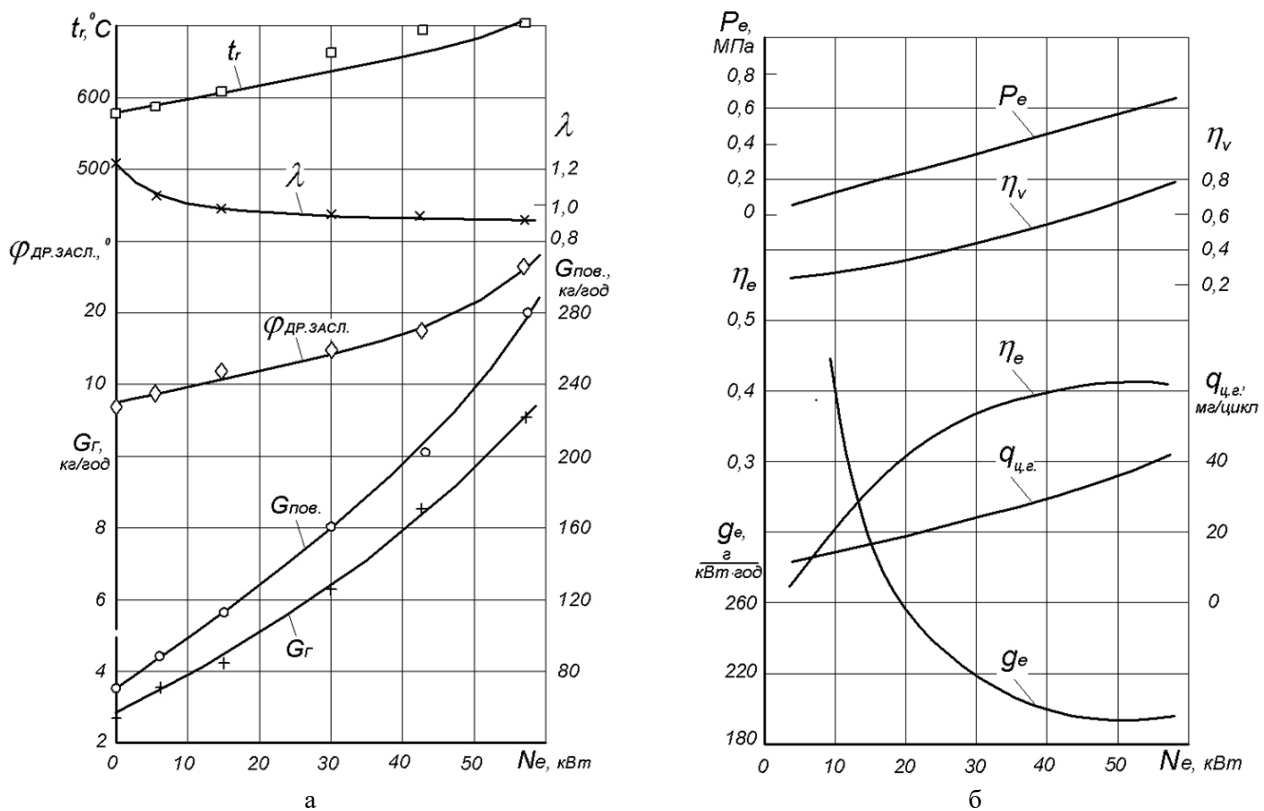


Рис. 3. Навантажувальна характеристика газового ДВЗ Д-240-LPG-«А» з ЕБУ Avenir Gaz 37 рівня «А» при частоті обертання $n_d = 2200 \text{ хв}^{-1}$: а – енергетичні параметри; б – ефективні параметри.

Fig. 3. The load characteristic of a gas ICE D-240-LPG-«A» with Avenir Gaz 37 ECU of level «A» at a speed of $n_d = 1600 \text{ min}^{-1}$: a - energy parameters; b - effective parameters.

На характеристиках наведені залежності температури t_f відпрацьованих газів, коефіцієнту λ надміру повітря, кута $\phi_{др.засл.}$ повороту дросельної заслінки, масових годинних витрат $G_{пов}$ повітря, масових годинних витрат G_r ЗНГ, від ефективної потужності N_e .

Крім того, на підставі експериментальних залежностей наведених на навантажувальних характеристиках, побудовані розрахункові залежності середнього ефективного тиску P_e у циліндрах, коефіцієнту η_v наповнення циліндрів, ефективного ККД η_e , циклової подачі $q_{ц.г}$ ЗНГ, питомих ефективних витрати ЗНГ q_e від ефективної потужності N_e .

На рис. 3 та рис. 4, видно, що збільшення ефективної потужності N_e газового ДВЗ відбувається за рахунок збільшення кількості газоповітряної суміші (кількості ЗНГ), що надходить в циліндри, тобто зміною кута $\phi_{др.засл.}$ повороту дросельної заслінки.

При роботі газового ДВЗ на режимах холостого ходу і режимах малих навантажень, двигун працює в області збіднених сумішей. Це обумовлено погіршенням сумішоутворення у впускному трубопроводі і зниженням турбулізації газоповітряної суміші в циліндрі. При цьому, дросельна заслінка знаходиться у причиненому положенні, що погіршує умови займання і згоряння газоповітряної суміші в циліндрі, а також збільшує її розведення зарядом залишкових газів.

При переході від режиму холостого ходу до режимів малих та середніх навантажень збільшуються годинні витрати $G_{пов}$ повітря та годинні витрати G_r ЗНГ, а та і величина циклової подачі $q_{ц.г}$ ЗНГ. В наслідок цього, температура t_f відпрацьованих газів плавно зростає і при номінальній потужності досягає близько 700°C .

Одночасно з цим, підвищується наповнення циліндрів η_v та ефективний ККД η_e , збільшується частка свіжого заряду в робочій газоповітряній суміші, поліпшуються умови сумішоутворення, запалення і згоряння горючої суміші.

Середній ефективний тиск P_e лінійно зростає починаючи від нуля (на режимі холостого ходу), до $N_{e,ном.}$. Зростання середнього ефективного тиску P_e , зумовлено тим, що більша частина індикаторної роботи перетворюється в ефективну.

На режимах середніх навантажень газовий ДВЗ працює на економічному складі газоповітряної суміші ($\lambda = 1,05 \dots 1,2$). При підвищенні навантаження, коефіцієнт λ надміру повітря продовжує зменшуватися і при номінальній потужності його значення становить 0,9 [тобто газоповітряна суміш із збідненої (економічний склад суміші) стає збагаченою (потужний склад суміші)]. При такому значенні коефіцієнту λ надміру повітря, швидкість згоряння, виділення теплоти та перетворення її в індикаторну роботу досягають максимальних значень і газовий ДВЗ має максимальну потужність.

Питомі ефективні витрати ЗНГ q_e обернено пропорційні η_e . На холостому ходу вони дорівнюють нескінченності, що вказує на те, що вся теплота витрачається на подолання механічних втрат газового ДВЗ, а не на корисну роботу. При збільшенні навантаження питомі ефективні витрати ЗНГ суттєво зменшуються і досягають свого мінімуму при $90 \dots 93\% N_{e,ном.}$

Ефективні витрати ЗНГ при роботі двигуна по зовнішній швидкісній характеристиці коливаються в межах від 4,0 до 11,3 кг/год (або 7,5 ... 21,1 л/год) при частотах обертання від 900 до 2200 хв⁻¹ відповідно.

До речі, номінальні ефективні витрати ДП дизелем Д-240 складають 14 кг/год або 17 л/год.

Номінальна потужність газового Д-240-LPG-«А» дорівнює $N_{e,мах} = 57,5$ кВт (78 к.с.) при частоті обертання колінчастого валу $n_{д,ном} = 2200$ хв⁻¹. Таким чином, номінальна потужність газового ДВЗ Д-240-LPG-«А» склала 97 % від номінальної потужності дизеля Д-240.

Основні технічні характеристики газового ДВЗ Д-240-LPG-«А», які наведені у табл. 1.

Таблиця 1. Основні технічні характеристики газового ДВЗ Д-240-LPG-«А».

Table 1. The main technical characteristics of the gas engine D-240-LPG-«А».

Назва параметра	Значення параметра
Марка ДВЗ	Д-240-LPG
Тип	4-х тактний газовий ДВЗ з іскровим запалюванням
Спосіб сумішеутворення	Зовнішнє (подача ЗНГ до впускного трубопроводу)
Діаметр циліндра, мм	110
Хід поршня, мм	125
Кількість циліндрів	4
Робочий об'єм, л	4,75
Порядок роботи циліндрів	1-3-4-2
Номінальна потужність, кВт	57,5
Частота обертання при номінальній потужності, хв ⁻¹	2350
Максимальний крутний момент / при частоті обертання, Н·м / хв ⁻¹	304/1300
Номінальний коефіцієнт запасу крутного моменту, %	22
Максимальна частота обертання ДВЗ на холостому ходу, хв ⁻¹	2250
Степінь стиснення	9,5
Паливо	ЗНГ

На всіх швидкісних та навантажувальних режимах роботи конвертований газовий Д-240-LPG-«А» з системою живлення та подачі ЗНГ до впускного трубопроводу та електронною системою запалювання з рухомим розподільником напруги і ЕБУ Avenir Gaz 37 рівня «А» працював стійко і без детонації.

Висновки

1. Показані переваги і доцільність використання транспортними засобами (у тому числі сільськогосподарськими тракторами) газових моторних палив, зокрема зрідженого нафтового газу порівняно з традиційним дизельним паливом.

2. Обґрунтована доцільність конвертування дизелів транспортних засобів у газові ДВЗ із іскровим запалюванням для роботи на ЗНГ на підставі використання розробленої сучасної української синтез-технології Avenir Gaz рівня «А».

3. Розроблено та створено газовий ДВЗ моделі Д-240-LPG-«А» з системою живлення та подачі ЗНГ до впускного трубопроводу та електронною системою запалювання з рухомим розподільником напруги і ЕБУ Avenir Gaz 37 рівня «А» для роботи на зрідженому нафтовому газі, який конвертовано на базі тракторного дизеля Д-240.

4. Визначені основні технічні характеристики газового ДВЗ Д-240-LPG-«А», які довели, що ефективна номінальна потужність газового ДВЗ становить $N_{e,max} = 57,5$ кВт при $n_d = 2200$ хв⁻¹, а максимальний ефективний крутний момент дорівнює $M_{e,max} = 304$ Н·м, при $n_d = 1300$ хв⁻¹.

5. Отримані енергетичні та економічні параметри показали, що конвертація дизелів у газові ДВЗ на підставі використання розробленої синтез-технології Avenir Gaz рівня «А» є ефективним способом зменшення експлуатаційних витрат сільськогосподарською технікою за рахунок заміни більш дорогого дизельного палива більш дешевим зрідженим нафтовим газом.

Список літератури

1. Украина лидирует в мире по потреблению автогаза и стала главным драйвером роста цен в Европе. [Електронний ресурс]. <https://ubr.ua/market/auto/ukraina-lidiruet-v-mire-popotrebleniju-avtohaza-i-stala-hlavnym-drajverom-rosta-tsen-v-evrope-3870825>. Режим доступу на 06.05.2019.

2. Ціни на бензин, ДТ, газ на заправках України. [Електронний ресурс]. Все АЗС. Режим доступу до журн.: <http://vseazs.com>.

3. Ковальов С. О. Системи управління газовими ДВЗ з іскровим запалюванням, переобладнаними на базі транспортного дизеля. Автомобільний транспорт та інфраструктура: III Міжнародна науково-практична конференція, м. Київ, Україна, 23–26 квітня 2020 року: тези конференції. Київ. 2020. С. 112–115.

4. Генкин К. И. Газовые двигатели. Москва. Машиностроение, 1977. 196 с.

5. Дизели: справочник. Под общей ред. В. А. Ваншейдта, Н. Н. Иванченко, Л. К. Коллерова. 3-е изд., перераб. и доп. Ленинград. Машиностроение, 1977. 480 с.

6. Захарчук В. І. Основи теорії та конструкції автомобільних двигунів: навчальний посібник. Луцьк: ЛНТУ, 2011. 233 с.

7. Захарчук О. В. Покращення екологічних показників колісного трактора використанням газового палива. Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ": зб. наук. пр. Темат. Вип.: Автомобіле- та тракторобудування. Харків: НТУ "ХПІ". 2014. № 10 (1053). С. 27–32.

8. Абрамчук Ф. И., Манойло В. М., Дзюбенко А. А. Экспериментальная установка для исследования газового двигателя 6ГЧН 13/14 с наддувом и принудительным воспламенением. Автомобильный транспорт. 2011. № 29. С. 43–51.

9. Манойло В. М. Дослідження характеристик автотранспортного двигуна 6ГЧН 13/14 з наддувом і розподіленою подачею газу. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2018, Vol. 9, No. 2. 143–147.

10. Technical and Economic Analysis of Vehicles Pollutant Emissions Reduction Technologies. Luksho V.A., Kozlov A.V., Terenchenko A.S., Ter-Mkrtichian Yu.G., Karpukhin K.E. // Biosciences Biotechnology Research Asia, 2015, Vol. 12(2). Doi: <http://dx.doi.org/10.13005/bbra/1852>

11. Research into emissions of nitrogen oxides when converting the diesel engines to alternative fuels. Kryshchtopa S., Panchuk M., Dolishnii B., Kryshchtopa L., Hnyp M., Skalatska O. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2018. Vol. 1, Issue 10 (91). P. 16–22. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.124045>

12. Ковальов С. О. Камера згоряння газового ДВЗ, конвертованого на базі дизеля для роботи на зрідженому нафтовому газі. Двигатели внутреннего сгорания. 2019. № 1. С. 15–20.

13. Ковальов С. О., Плис С. В., Ковальчук В. В. Заявка на корисну модель від 27.02.2020 номер u2020 01334. Система управління роботою газового двигуна внутрішнього згоряння із іскровим запалювання та електронним блоком управління.

14. Правила ООН № 67 Транспортные средства, работающие на СНГ (Regulation No. 76 LPG vehicles).

15. Колісні транспортні засоби. Вимоги безпеки до конструкції та технічного стану колісних транспортних засобів, двигуни яких працюють на газовому моторному паливі, та методи контролю: ДСТУ 7434:2013. – [Чинний від 2014–07–01]. Київ. Мінекономрозвитку України, 2014. 28 с.: табл. (Національний стандарт України).

16. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний: ГОСТ 18509-88 (ISO 2288:1997 Agricultural tractors and machines. Engine test code. Net power). [Чинний від 1990-01-01]. Москва. Изд-во стандартов, 1988. 69 с.

17. Газы углеводородные сжиженные топливные. Технические условия (Liquefied hydrocarbon fuel gases. Specifications): ГОСТ Р 52087-2003. [Дата введення 2004-07-01]. Москва. Изд-во стандартов, 2003. 7 с.

References

1. "Ukraine leads the world in autogas consumption and has become the main driver of price increases in Europe", available at: <https://ubr.ua/market/auto/ukraina-lidiruet-v-mire-popotrebleniju-avtohaza-i-stala-hlavnym-drajverom-rosta-tsen-v-evrope-3870825>.

2. "Prices for gasoline, diesel fuel, gas at Ukrainian gas stations", available at: <http://vseazs.com>.

3. Kovalov S. O. (2020). Sistemi upravlinnya gazovimi DVZ z iskrovim zapalyuvannyam, pereobladnanimi na bazi transportnogo dizelya // Avtomobilniy transport ta infrastruktura: III Mizhnarodna naukovo-praktichna konferentsiya, m. Kiyiv, Ukrayina, 23–26 kvitnya 2020 roku: tezi konferentsiyi. Kiyiv. 2020. 234 s.– S. 112 – 115.

4. Genkin K. I. *Gazovyye dvigateli*. M., Mashinostroyeniye, 1977. 196 p.
5. Vansheydt, V.A., Ivanchenko, N.N., Kollerov, L.K. (1977) "Diesels: Handbook" ["Dizeli: spravochnik"], Mechanical engineering, Leningrad, 480 p.
6. Zaharchuk V. I. *Osnovi teorii ta konstruktsiyi avtomobilnih dviguniv: Navchalniy posibnik dlya studentiv vischih navchalnih zakladiv*. - Luts'k: LNTU, 2011 – 233 p.
7. Zaharchuk O. V. (2014) Pokraschennya ekologichnih pokaznikiv kolisnogo traktora vikoristanniam gazovogo paliva // *Visnik Nats. tehn. un-tu "HPI": zb. nauk. pr. Temat. Vip.: Avtomobile- ta traktorobuduvannya*. Harkiv: NTU "HPI". 2014. No. 10 (1053). S. 27–32.
8. Abramchuk, F. S., Manoylo, V. M., Dzyubenko, A. A. (2011). Research setup for studying gas engine 6ГЧН 13/14 with the boost and positive ignition. *Road transport*. No. 29. 43-51.
9. Manoylo V. M. (2018). Research performance engine car motor 6hchn 13/14 supercharged and distributed gas supply. *Machinery & Energetics*. Kyiv. Ukraine. 2018, Vol. 9, No. 2, 143-147
10. Technical and Economic Analysis of Vehicles Pollutant Emissions Reduction Technologies / Luksho V.A., Kozlov A.V., Terenchenko A.S., Ter-Mkrtichian Yu.G., Karpukhin K.E. // *Biosciences Biotechnology Research Asia*, 2015, Vol. 12(2). Doi: <http://dx.doi.org/10.13005/bbra/1852>
11. Research into emissions of nitrogen oxides when converting the diesel engines to alternative fuels / Kryshchop S., Panchuk M., Dolishnii B., Kryshchop L., Hnyk M., Skalatska O. // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. Vol. 1, Issue 10 (91). P. 16–22. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.124045>
12. Kovalov S.O. (2019). Kamera zgoriannya gazovogo DVZ, konvertovanogo na bazi dizelya dlya roboti na zridzhenomu naftovomu gazi / Kovalov S.O. // *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*. – 2019. – No. 1. 15 – 20.
13. Kovalov S.O., Plis S.V., Kovalchuk V.V. (2020). Zayavka na patent vid 27.02.2020 nomer u2020 01334 «The control system of the gas internal combustion engine with spark ignition and electronic control unit».
14. Regulation No. 76 LPG vehicles.
15. National standard of the Ukraine No. 7434:2013. Wheeled vehicles. Requirements of safety for construction and technical condition of gas fueled wheeled vehicles and methods of inspection.
16. National standard of the Russian Federation No. 18509-88. Agri-cultural tractors and machines. Engine test code. Net power.
17. National standard of the Russian Federation No. 52087-2003. Liquefied hydrocarbon fuel gases. Specifications. 10. "Prices for gasoline, diesel fuel, gas at Ukrainian gas stations", available at: <http://vseazs.com>

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМЫ
УПРАВЛЕНИЕ ГАЗОВЫМ ДВС,
КОНВЕРТИРОВАННЫМ НА БАЗЕ ТРАКТОРНОГО
ДИЗЕЛЯ

С. А. Ковалёв

Аннотация. В статье показаны целесообразность и преимущества использования сельскохозяйственной

техникой (такой как мощные дизельные колесные и гусеничные тракторы) газовых моторных топлив, в частности, сжиженного нефтяного газа по сравнению с традиционными жидкими моторными топливами. Обоснована целесообразность преобразования тракторных дизелей в газовые ДВС с искровым зажиганием.

Разработана электронная система управления газовыми ДВС с искровым зажиганием, состоящая из двух главных систем электронного блока управления Avenir Gaz 37 уровня «А».

Описаны принцип работы системы управления газовыми ДВС, с системой питания и подачи СНГ во впускной трубопровод через газоздушная смеситель, бесконтактной электронной системой зажигания с подвижным распределителем напряжения, системой наполнения цилиндров зарядом рабочей смеси и ЭБУ Avenir Gaz 37 уровня «А».

Разработан и создан газовый двигатель внутреннего сгорания модели Д-240-LPG-«А» для работы на СНГ. Газовый двигатель был конвертирован на базе тракторного дизеля Д-240 (атмосферный, четырехтактный, жидкостного охлаждения, 4-х цилиндровый двигатель с диаметром поршня 110 мм и ходом 125 мм), который устанавливается на универсально-пропашные колесные тракторы МТЗ-80 и МТЗ-82.

В работе приведены результаты испытания газового ДВС модели Д-240-LPG-«А» на электрическом нагрузочном стенде Zöllner с модернизированной микропроцессорной системой измерения и управления.

Снятые нагрузочные характеристики газового двигателя, на основании которых определены основные технические характеристики газового Д-240-LPG-«А», а также его эффективные параметры. Технические характеристики показали, что номинальная мощность газового ДВС Д-240-LPG-«А» составила 97% от номинальной мощности дизеля Д-240.

В статье доказано, что полученные в результате испытаний энергетические и экономические параметры газового ДВС Д-240-LPG-«А» подтвердили целесообразность конвертирования тракторных дизелей в газовые ДВС с искровым зажиганием. К тому же, полученные в испытаниях технические параметры показали, что такая конвертация является эффективным способом уменьшения эксплуатационных расходов сельскохозяйственной техникой за счет замены более дорогого дизельного топлива более дешевым сжиженным нефтяным газом.

Ключевые слова: газовый двигатель внутреннего сгорания, система управления газовым двигателем внутреннего сгорания, электронный блок управления Avenir Gaz 37 уровня «А», нагрузочные характеристики газового ДВС, сжиженный нефтяной газ.

DEVELOPMENT AND RESEARCH OF THE SYSTEM
OF MANAGEMENT OF A GAS ENGINE
CONVERTED ON THE BASIS OF TRACTOR DIESEL

S. O. Kovalov

Abstract. The article shows the feasibility and advantages of using agricultural machinery (such as powerful diesel wheeled and tracked tractors) of gas motor fuels, liquefied petroleum gas in comparison with traditional liquid motor fuels. The expediency of converting tractor diesel

engines into gas engines with spark ignition is substantiated.

An electronic control system for gas internal combustion engines with spark ignition is developed, consisting of two main systems and of the electronic control unit Avenir Gaz 37 level «A».

The principle of operation of a gas engine control system is described, with a liquefied petroleum gas system for the intake gas through an air-gas mixer, a non-contact electronic ignition system with a movable voltage distributor, a cylinder filling system with a charge of the working mixture and Avenir Gaz 37 ECU level «A».

A gas-fired internal combustion engine of the D-240-LPG-«A» model for operation in the LPG was developed and created. The gas engine was converted on the basis of the D-240 tractor diesel engine (atmospheric, four-cycle, liquid cooling, 4-cylinder engine with a piston diameter of 110 mm and a stroke of 125 mm), which is mounted on universal wheeled tractors MTZ-80 and MTZ-82.

The paper presents the test results of a gas engine model D-240-LPG-«A» on the Zöllner electric load bench with an upgraded microprocessor measurement and control system.

Were filmed load characteristics of the gas engine, on the basis of which the main technical characteristics of the gas D-240-LPG-«A» are determined, as well as its effective parameters. Technical characteristics showed that the rated power of the gas ICE D-240-LPG-«A» amounted to 97% of the nominal power of the D-240 diesel engine.

It is proved in the article that the energy and economic parameters of the D-240-LPG-«A» gas engine obtained as a result of the tests confirmed the feasibility of converting tractor diesel engines into gas engines with spark ignition. In addition, the technical parameters obtained in the tests showed that such a conversion is an effective way to reduce operating costs by agricultural machinery by replacing more expensive diesel fuel with cheaper liquefied petroleum gas.

Key words: gas internal combustion engine, gas engine control system, Avenir Gaz 37 electronic control unit level «A», load characteristics of a gas internal combustion engine, liquefied petroleum gas.

УДК 633.63:631.55

ВИЗНАЧЕННЯ БІОЛОГІЧНОЇ ВРОЖАЙНОСТІ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ ПЕРЕД ЗБИРАННЯМ

Д. А. Дерев'янюк

Поліський національний університет, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: derevyanko.dmutro@gmail.com.

Історія статті: отримано – листопад 2019, акцептовано – січень 2020.

Бібл. 12, рис. 1, табл. 3.

Анотація. У статті представлено спосіб визначення біологічної врожайності коренеплодів і гички цукрових буряків перед збиранням, який ґрунтується на експериментальних даних, отриманих безпосередньо в полі. Для зменшення трудомісткості процесу відбору проб і їх кількості з одночасним забезпеченням достовірності отриманого результату проведено статистичну обробку даних за критерієм Фішера, яка підтверджує що розмір залікової ділянки в досліджуваних межах (від 20 до 100 га) практично не впливає на величину біологічної врожайності, а мінімальна кількість проб дорівнює тринадцять.

На базі даних польових експериментів отримана формула коефіцієнта перерахунку біологічної врожайності у залікову залежно від конкретних умов збирання буряків.

Ключові слова: врожайність біологічна, залікова, валовий збір, втрати коренеплодів, критерій Фішера, коефіцієнт перерахунку.

Постановка проблеми

Цукрові буряки при інтенсивній технології вирощування збирають, як правило, поточковим способом.

З метою підвищення відповідальності членів збирально-транспортного загону за повноту збирання коренеплодів цукрових буряків та транспортування їх на бурякоприймальні пункти доцільно встановлювати загону завдання по обсягу сировини, що здається, у заліковій вазі з кожного конкретного бурякового поля.

Для цього за 1-2 дні до збирання визначають біологічну врожайність буряків і коефіцієнт переведення останньої в залікову врожайність коренеплодів.

Залікова маса може відрізнятися від біологічної урожайності на 7-9% і більше, у тому числі нормовані відходи головок коренеплодів у гичку 5%, допустимі втрати дрібних частин коренеплодів збиральними машинами – 1,5% і навантажувачами – 0,5%, втрати від підв'ялювання протягом першої доби зберігання коренеплодів у польових кагатах – 1,5-2% [1, 3, 7, 8].

У виробничих умовах різниця між біологічною врожайністю і заліковою масою може досягати 15-18%, особливо при роботі машин на засмічених полях,

при підвищеній або зниженій вологості ґрунту, а також на ділянках із крутизною схилів більше 3° [9, 10].

Допустимі за агрономічними втратами гички – до 10% [2, 7].

Методи визначення біологічної врожайності цукрових буряків залишаються трудомісткими, адже пов'язані з відбором проб шляхом викопування, очищення, зважування буряків вручну з рядка довжиною інколи до 900 м.

Отже, розробка достовірного способу визначення біологічної врожайності і розрахунок залікової ваги коренеплодів за менших затрат ручної праці потребує дослідження.

Аналіз останніх досліджень

З минулого відомі способи визначення біологічної врожайності буряків за густотою стояння рослин, підрахованою на рядку довжиною 2 м через кожні 50 м по діагоналі поля та за середньою масою коренеплодів, викопаних по одному з проб з лівого кінця мірної рейки, чи по п'яти ділянках довжиною 10 м і шириною, рівною 3-м міжряддям, чи по 4-х ділянках площею 100 м² кожна [2, 4].

У Німеччині, наприклад, біологічну врожайність коренеплодів отримують за результатом викопування буряків цукрових з 20-ти контрольних ділянок площею 6,75 м² [5, 6, 11, 12].

Мета досліджень

Метою даних досліджень є розробка малотрудомісткого і достовірного способу визначення біологічної і залікової врожайності коренеплодів за умови мінімальної кількості проб на одиницю площі, та величини коефіцієнта перерахунку біологічної врожайності коренеплодів у залікову при поточному і перевалочному способі збирання і різних строках зберігання в полі.

Результати досліджень

Щоб обґрунтувати мінімальну кількість проб за допустимої похибки визначення біологічної врожайності не більше 5%, на бурякових полях відбирали по 37 проб, з яких 33 розміщувались по діагоналях, 4 – по осевих лініях полів. Урожайність розраховували в середньому по 5, 9, 13, 17, 21, 25, 33 і 37 пробах. За контроль приймали біологічну врожайність, отриману по 37-ми пробах.

Як видно з табл. 1, у варіанті з 13 пробами біологічна врожайність відхиляється всього на 1,5-4,0 % від контролю, практично відсутня різниця між фактичним (2,12 %) і теоретичним (2,16 %) критеріями

істотної різниці. Саме тому біологічну врожайність коренеплодів у подальшому визначали за 13 пробами.

Для дослідження впливу величини площі бурякового поля на точність визначення біологічної врожайності виділяли ділянки розміром 20, 40, 60, 80 та 100 га, на кожній з яких окремо визначали біологічну врожайність (табл. 2). Підрахунки показують, що різниця між варіантами не перевищує 4,9 %, а обробка експериментальних даних на ПК виявила, що за теоретичного критерію Фішера 5 %, фактичний дорівнював 1,96 %, тобто істотної різниці поміж варіантами немає. Отже, розмір залікової ділянки практично не впливає на величину біологічної врожайності на полях з рівним рельєфом та однаковим за врожайністю фоном.

Таблиця 1. Відхилення біологічної врожайності коренеплодів цукрових буряків залежно від кількості проб (ПП «Україна» Попільнянського району Житомирської області, 2017 рік).

Table 1. Deviation of biological yield of sugar beet roots depending on the number of samples (PE "Ukraine" Popilnyansky district of Zhytomyr region, 2017).

Біологічна врожайність коренеплодів		Критерій істотної різниці, %	
т/га	%	фактичний	теоретичний
49,8	104,6	6,45	2,57
47,0	98,7	4,84	2,26
46,9	98,5	2,12	2,16
46,9	95,8	2,60	2,11
46,1	96,8	2,86	2,08
46,6	97,9	1,56	2,06
46,9	98,5	1,18	2,05
48,5	101,9	0,94	2,04
47,6	100,0	0,00	2,01

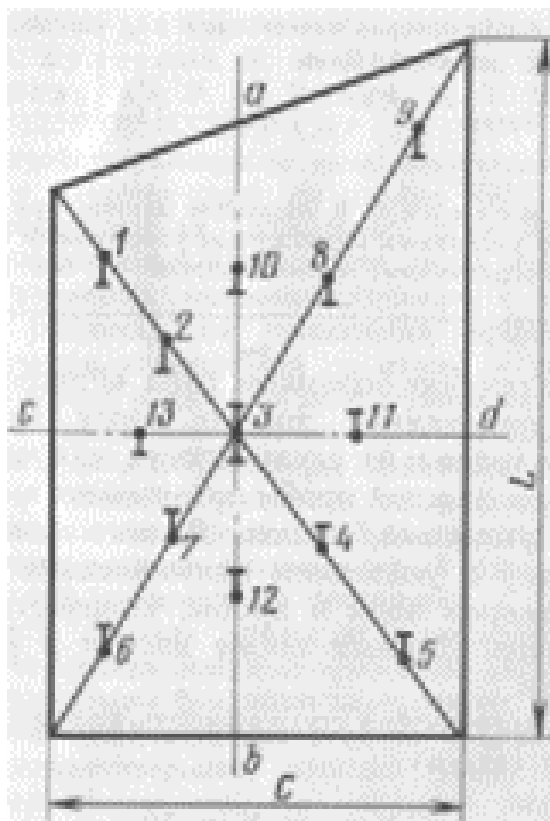


Рис. 1. Схема розміщення на полі місць відбору проб для визначення біологічної врожайності буряків (L – довжина поля, C – ширина поля, l – 2,22-метрові відрізки рядка і напрям взяття проби).

Fig. 1. The scheme of placement in the field of sampling sites to determine the biological yield of beets (L - field length, C - field width, l - 2.22-meter line segments and the direction of sampling).

Таблиця 2. Біологічна врожайність коренеплодів залежно від розміру ділянки поля (ПП «Україна» Попільнянського району Житомирської області, 2017 рік).

Table 2. Biological yield of root crops depending on the size of the field (PE "Ukraine" Popilnyansky district of Zhytomyr region, 2017).

Показники	Площа ділянки, га					Середнє (65 проб)
	20	40	60	80	100	
Біологічна врожайність, т/га	41,7	43,0	40,9	40,1	42,9	41,6
Відсоток до середнього, %	100,2	104,9	98,3	96,4	103,1	100

Таблиця 3. Втрати (відходи) цукроносної маси і коефіцієнт перерахунку біологічної врожайності у залікову.

Table 3. Losses (waste) of sugar mass and the conversion factor of biological yield into credit.

Види втрат (відходів) маси коренеплодів	Значення показників втрат маси коренеплодів, %		Коефіцієнт перерахунку біологічної врожайності в залікову
	Агротехнічні вимоги	На виробництві	
Некондиційні рослини	-	2,0	
Після машини гичкозбиральної	5,0	3,5	
коренезбиральної	1,5	5,8	
Можливість підібрати вручну	-	2,8	
Після буряконавантажувача	0,5	3,4	
Можливість підібрати вручну	-	1,8	
Загальні за потокового способу збирання	6,5	8,5/11,3	0,915/0,887
Середньодобові від прив'язання за умов польового зберігання	-	1,4	
Загальні за перевалочного способу збирання з вивезенням коренеплодів:			
в день викопування	7,0	10,1/14,7*	0,899/0,853
після викопування:			
наступного дня	-	11,5/16,4	0,855/0,843
на п'ятий день	-	17,4/21,7	0,829/0,783
на десятий день	-	22,7/27,3	0,773/0,727
Втрати гички	10,0	15-25	

* Тут і далі: в чисельнику дані за ручного підбирання втрачених коренеплодів збиральними машинами і буряконавантажувачем, у знаменнику – без підбирання.

Місця (точки) відбору проб для визначення біологічної врожайності коренеплодів по діагоналях і осьових лініях поля визначаються наступним чином (рис. 1). Крайні точки 1, 5, 6 і 9 – на відстані 70 м від кутів поля; точки 2, 4, 7 і 8 знаходимо діленням на дві відстані від точки перетину діагоналей (точка 3) до крайніх точок на них ($\frac{1-3}{2}$, $\frac{3-5}{2}$, $\frac{3-6}{2}$ і $\frac{3-9}{2}$); точки 10, 11, 12 і 13 – діленням довжини осьових ліній (ab, cd) на чотири.

Довжину діагоналей, осьових ліній, відстаней між місцями розташування проб визначали за картами-схемами чи вимірюванням безпосередньо в полі. Перший спосіб є менш трудомістким, проте вимагає

точного вимірювання на карті з витримуванням масштабу, розрахунків та перенесень на натуру.

Пробу відбирають у місцях розташування з більшої сторони поля. Вона складається із викопаних коренеплодів одного рядка довжиною 2, 22 м за міжрядь 45 см чи 1,66 м – за міжрядь 60 см. Коренеплоди ретельно очищують від ґрунту, гичку відрізають на діаметрі не більше 25 мм. Вилучають хвостову частину коренеплоду діаметром до 10 мм.

Масу коренеплодів, їх кількість, масу гички з проби заносять до робочого журналу.

За домовленістю з сировинною лабораторією цукрового заводу можна відбирати пробовідбірником типу «Рюпро». При цьому визначають тільки масу коренеплодів (умовно чисто) та їх цукристість, для

чого коренеплоди кожної проби затарюють в окремий мішок разом з етикеткою назви підприємства, номера поля, кількості коренеплодів. Дані також заносяться до робочого журналу.

Біологічну врожайність коренеплодів і гички (т/га) підраховують за формулою:

$$B_{\text{біол.}} = 10 B / n,$$

де B – сумарна маса коренеплодів чи гички всіх проб, кг; n – кількість проб (13); 10 – коефіцієнт переводу

Густоту стояння (тис. рослин на 1 га) визначають за тією ж формулою, де замість маси коренеплодів записують їх загальну кількість.

Залікова врожайність коренеплодів відрізняється від біологічної на величину втрат (відходів) маси при збиранні, навантажуванні і транспортуванні коренеплодів з поля на бурякоприймальні пункти цукрових заводів. Втрати виражаються у відсотках від біологічної врожайності і є складовою коефіцієнта перерахунку біологічної врожайності в залікову. У виробничих умовах, коли втрачені збиральними машинами коренеплоди підбираються вручну, загальні втрати цукроносної маси за потокового способу збирання можуть бути на рівні 8-8,5 %, за перевалочного (вивіз буряків в день викопування) – до 10,1 без ручного підбирання відповідно 11,3 і 14,7% (табл. 3).

За перевалочного способу збирання, у разі, коли коренеплоди із польових кагатів вивозять на п'ятий день після викопування, втрати складають 21,7, а на десятий – 27,3 % від біологічної врожайності.

Залікова врожайність коренеплодів (т/га) визначається за формулою:

$$B_{\text{зал.}} = B_{\text{біол.}} K,$$

де K – коефіцієнт перерахунку біологічної врожайності у залікову.

Він залежить від конкретних умов збирання буряків і дорівнює

$$K = \frac{B_{\text{біол.}} - B_{\text{т}}}{B_{\text{біол.}}} = \frac{100,0 - 8,5}{100,0} = 0,915,$$

де $B_{\text{т}}$ – втрати коренеплодів, т/га, або у відсотках; $B_{\text{біол.}}$ – біологічна врожайність коренеплодів у т/га, або 100 %.

Валовий збір коренеплодів (т):

$$B_{\text{збір}} = WB_{\text{зал.}}$$

де W – загальна площа бурякового поля, га.

Висновки

1. Обґрунтовано мінімальною кількістю проб для визначення біологічної врожайності коренеплодів і гички буряків цукрових є число тринадцять, що підтверджується результатами статистичного аналізу.

2. Розмір залікової ділянки в межах від 20 до 100 га практично не впливає на величину біологічної врожайності

3. Залікова маса може відрізнитися від біологічної урожайності на 7-9% і більше, особливо при роботі машин на засмічених полях, при підвищеній або зниженій вологості ґрунту, а також на ділянках із крутизною схилів більше. Коефіцієнт перерахунку біологічної врожайності коренеплодів у залікову у

конкретних умовах повинен встановлюватися в межах 0,85-0,90.

4. Щоб запобігти втратам врожаю, необхідно ретельно відрегулювати збиральні машини, організувати роботи зі своєчасного підбору втрачених коренеплодів та їх вивезенню, а також застосовувати потоковий або потоково-перевалочний спосіб збирання буряків із вивезенням викопаних коренеплодів у день збирання, не допускаючи тривалого зберігання їх у польових кагатах.

Список літератури

1. Буряки цукрові. Сівба. Показники якості та методи їх контролювання: ДСТУ 6054:2008. [Чинний від 2008-01-01]. Київ. Держспоживстандарт України. 2007. 12 с. (Національний стандарт України).
2. Bulgakov V., Pascuzzi S., Nadykto V., Ivanovs S. A mathematical model of the plane-parallel movement of asymmetric machine-tractor aggregate. Agriculture. 2018. Vol. 8(10). P. 151-157.
3. Обробіток ґрунту під цукрові буряки передпосівний. Вимоги та методи контролювання. ДСТУ 4819:2007. [Чинний від 2007-01-01]. Київ. Держспоживстандарт України. 2006. 9 с. (Національний стандарт України).
4. Bulgakov V., Ivanovs S., Santoro F., Anifantis A. Experimental investigation of the energy-power characteristics of the cleaner of the root crop heads from the haulm. Engineering for rural development. 2019. Vol. 18. P. 129-135.
5. Spall J. C. Factorial design for efficient experimentation: generating informative data for system identification. IEEE Control Systems Magazine. 2020. Vol. 30 (5). P. 38-53.
6. Сінченко В. М. Управління формуванням продуктивності цукрових буряків. Київ. Нілан-ЛТД. 2012. 582 с.
7. Волоха М. П. Технологічний комплекс машин для виробництва буряків цукрових: ширина міжрядь. Теорія, моделювання, результати випробувань: монографія. Київ. 2015. 220 с.
8. Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Rosamaha Yu. O., Blesnyuk O. V., 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.
9. Mank V., Tonkha O., Galimova V., Surovtsev S., Menshov O., Bukova O., Rogovskiy I. Electrochemical investigation of cobalt absorption processes by soils of Ukraine. Visnyk of Taras Shevchenko National University of Kyiv-Geology. Kyiv. 2019. Vol. 3 (86). P. 31-39.
10. Rogovskii I.L., Titova L.L., Trokhaniak V.I., Haponenko O.I., Ohienko M.M., Kulik V.P. Engineering management of tillage equipment with concave disk spring shanks. INMATEH. Agricultural Engineering. 2020. Bucharest. Vol. 60. No 1. P. 45-52. doi: 10.35633/INMATEH-60-05.
11. Gruber W. Trends bei der Technik für die Zuckerrübenanbau. Landtechnik. 2001. Jg. 56. № 6. P. 380-

381. Gutefachliche Praxis zur Vorsorge gegen Bodenschadverdichtungen und Bodenerosion. Referat 516. Bonn. Bundesministerium für Verbraucherschutz, Ernährung.

12. Іоніцой Ю. С. Технологічні показники якості коренеплодів різного походження за зберігання в кагатах. Цукрові буряки. 2013. № 6 (96). С. 14–16.

References

1. Sugar beets. (2007). Sowing. Quality indicators and methods of their control: DSTU 6054: 2008. [Effective from 2008-01-01]. Kyiv. 12. (National standard of Ukraine).
2. Bulgakov V., Pascuzzi S., Nadykto V., Ivanovs S. (2018). A mathematical model of the plane-parallel movement of asymmetric machine-tractor aggregate. Agriculture. Vol. 8(10). 151-157.
3. Pre-sowing tillage for sugar beets. (2006). Requirements and methods of control. DSTU 4819: 2007. [Effective from 2007-01-01]. Kyiv. 9. (National standard of Ukraine).
4. Bulgakov V., Ivanovs S., Santoro F., Anifantis A. Experimental investigation of the energy-power characteristics of the cleaner of the root crop heads from the haulm. Engineering for rural development. 2019. Vol. 18. P. 129-135.
5. Spall J. C. (2020). Factorial design for efficient experimentation: generating informative data for system identification. IEEE Control Systems Magazine. Vol. 30 (5). 38-53.
6. Sinchenko V. M. (2012). Management of the formation of productivity of sugar beets. Kyiv. Nilan-LTD. 582.
7. Volokha M. P. (2015). Technological complex of machines for the production of sugar beets: row spacing. Theory, modeling, test results: monograph. Kyiv. 220.
8. 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. Bucharest. Vol. 58. No 2. 137-146. doi: 10.35633/INMATEH-58-15.
9. Mank V., Tonkha O., Galimova V., Surovtsev S., Menshov O., Bukova O., Rogovskiy I. (2019). Electrochemical investigation of cobalt absorption processes by soils of Ukraine. Visnyk of Taras Shevchenko National University of Kyiv-Geology. Kyiv. Vol. 3 (86). 31-39.
10. 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. Bucharest. Vol. 60. No 1. 45–52. doi: 10.35633/INMATEH-60-05.
11. Gruber W. (2001). Trends bei der Technik für die Zuckerrübenanbau. Landtechnik. Jg. 56. № 6. 380–381. Gutefachliche Praxis zur Vorsorge gegen Bodenschadverdichtungen und Bodenerosion. Referat 516. Bonn. Bundesministerium für Verbraucherschutz, Ernährung.
12. Ionitsa Yu. S. (2013). Technological indicators of quality of root crops of different origin for storage in kagats. Sugar beets. № 6 (96). 14–16.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ БИОЛОГИЧЕСКОГО УРОЖАЙНОСТИ САХАРНОЙ СВЕКЛЫ ПЕРЕД УБОРКОЙ

Д. А. Дерев'янюк

Аннотация. В статье представлены способ определения биологической урожайности корнеплодов и ботвы сахарной свеклы перед уборкой, основанный на экспериментальных данных, полученных непосредственно в поле. Для уменьшения трудоемкости процесса отбора проб и их количества с одновременным обеспечением достоверности полученного результата проведена статистическая обработка данных по критерию Фишера, которая подтверждает размер зачетной участки в исследуемых пределах (от 20 до 100 га) практически не влияет на величину биологической урожайности, а минимальное количество проб равно тринадцать.

На базе данных полевых экспериментов получена формула коэффициента пересчета биологической урожайности в зачетную в зависимости от конкретных условий уборки свеклы.

Ключевые слова: урожайность биологическая, зачетная, валовой сбор, потери корнеплодов, критерий Фишера, коэффициент пересчета.

DETERMINATION OF BIOLOGICAL YIELD OF SUGAR BEETS BEFORE COLLECTION

D. A. Derevyanko

Abstract. The article presents the method of determining the biological yield of roots and tops of sugar beet before the harvest, which is based on experimental data obtained directly in the field. To reduce the complexity of the process of sampling and their number while ensuring the reliability of the obtained result of the statistical processing of data by the Fisher test, which confirms that the size of the scoring area in the studied range (from 20 to 100 hectares) has virtually no effect on the magnitude of biological productivity, and the minimum number of samples is equal to thirteen.

On the basis of data of field experiments the obtained formula for the coefficient terms of the biological yield in the assessment, depending on the specific conditions of beetroots.

Key words: biological yield, transcripts, gross yield, loss of roots, the Fisher criterion, ratio.

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

Зміст

1. Динамічний аналіз руху механізмів зміни вильоту та повороту баштового крана з балочною стрілою <i>В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич, А. В. Ловейкін, Д. І. Муштин</i>	5-11
2. Кочення розгортного гелікоїда по своєму згинанню <i>Т. А. Кресан, С. Ф. Пилипака, І. Ю. Грищенко, Я. С. Кременець</i>	13-20
3. Вплив конструктивно-режимних параметрів на формування повітряного потоку обчисувальні жнивarki <i>О. В. Козаченко, А. М. Пахучий, О. М. Шкрегаль</i>	21-27
4. Дослідження робочих процесів сортування матеріалів та динамічних параметрів вібраційного екрану <i>Б. В. Матсюк, С. В. Орищенко</i>	29-39
5. Дослідження параметрів ультразвукового оброблювального устаткування, поширеного в технологічному середовищі <i>І. Н. Берник</i>	41-50
6. Безперервне виготовлення мінімальних поверхонь, сформованих засобами планових кривих комплексної криватури <i>С. Ф. Пилипака, М. М. Муквич</i>	51-59
7. Технологічні основи управління процесом виробництва продукції птахівництва <i>В. І. Ребенко</i>	61-66
8. Методичні основи моделювання предметно-агрометеорологічних подій в технологічних процесах на вирощуванні зернових культур <i>Р. Б. Кудриницький, В. І. Днесь, В. І. Скибчук</i>	67-76
9. Обґрунтування головних параметрів типорозмірного ряду енергозасобів сільськогосподарського призначення <i>Г. В. Шкарівський</i>	77-86
10. Моделювання і розрахунок енергозберігаючих режимів сушіння зерна в енергетичних полях <i>Б. І. Котов</i>	87-93
11. Дослідження налаштувань змішувача примусової дії зі змінними лопатками <i>І. І. Назаренко, А. В. Чічур</i>	95-104
12. Дослідження перспективної дробарки деревної біомаси для твердопаливного виробництва <i>О. І. Єременко</i>	105-113
13. Дискретно-континуальні моделі під час аналізу та оптимізації (мінімізації) динамічних навантажень у пружних елементах/канатах вантажопідйомних машин <i>Ю. В. Човнюк, І. М. Сівак</i>	115-119
14. Техніко-економічна оцінка ефективності використання гідросівалки <i>Л. В. Аніскевич, С. М. Дайнека</i>	121-126
15. Пневмоінерційне фракціонування зернових матеріалів в повітряних потоках змінної структури <i>С. П. Степаненко, Б. І. Котов</i>	127-132
16. Визначення впливу режимів зберігання плодоовочевої продукції на її стан <i>В. А. Музиченко</i>	133-139
17. Використання моделі стержня змінного перерізу в аналізі коливань телескопічних стрілових систем автокранів <i>І. М. Сівак, Ю. В. Човнюк</i>	141-146

18. Удосконалення обслуговування машин для лісотехнічних робіт за рахунок діагностики технічного стану експлуатаційних матеріалів <i>Л. Л. Тітова</i>	147-154
19. Алгоритмічність визначення періодичності відновлення працездатності сільськогосподарських машин за ступенем витрат їх ресурсу <i>І. Л. Роговський</i>	155-162
20. Обґрунтування впливу ковшового транспортера на травмування і якість насіння зернових культур <i>Д. А. Дерев'яно, В. М. Поліщук, С. Б. Чичилук, О. Д. Дерев'яно</i>	163-169
21. Енергетичні показники електроконтактного оброблення лемешів плугів ґрунтообробних машин <i>О. Є. Калінін, М. О. Василенко</i>	171-175
22. Тяговий опір культиваторних лап з поверхневим зміцненням при експлуатації ґрунтообробних машин <i>Д. О. Бусласв, М. О. Василенко</i>	177-182
23. Розроблення та дослідження системи управління газовим ДВЗ, конвертованим на базі тракторного дизеля <i>С. О. Ковальов</i>	183-191

Contents

1. Dynamic analysis of roller molding installation taking into account dissipative properties balanced drive mechanism <i>V. S. Lovejkin, Yu. O. Romasevich, A. V. Loveikin, D. I. Mushtyn</i>	5-11
2. Rolling of developable helicoid along its bending <i>T. A. Kresan, S. F. Pylypaka, I. Yu. Gricschenko, Ya. S. Kremets</i>	13-20
3. Influence of constructive-mode parameters on formation of air flow of harvester header <i>O. V. Kozachenko, A. M. Pakhuchiy, O. M. Shkregal</i>	21-27
4. Research working process sorting of materials and dynamic parameters of vibration screen <i>B. V. Matsiuk, S. V. Orischenko</i>	29-39
5. Research parameters of ultrasound processing equipment dispersed in technological environment <i>I. N. Bernyk</i>	41-50
6. Continuous bending of minimal surfaces, formed by means of plane curves of complex curvature <i>S. F. Pylypaka, M. M. Mukvich</i>	51-59
7. Technological basis for process control of production of poultry production <i>V. I. Rebenko</i>	61-66
8. Methodical principles of modeling of subject-agrometeorological events in technological processes growing of grain crops <i>R. B. Kudrynetskyi, V. I. Dnes, V. I. Skibchuk</i>	67-76
9. Substantiation of main parameters of size-sized series of agricultural energy solutions <i>G. V. Shkarovsky</i>	77-86
10. Modeling and calculation power saving modes grain drying materials under energy fields <i>B. I. Kotov</i>	87-93
11. Research of settings of forced action mixer with changing angle blades <i>I. I. Nazarenko, A. V. Chichur</i>	95-104
12. Research of advanced crusher wood biomass for solid fuel production <i>O. I. Yeremenko</i>	105-113
13. Discrete-continual model to analyze and optimize (minimize) dynamic loads in elastic elements/ropes for lifting equipment <i>Yu. V. Chovnyuk, I. M. Sivak</i>	115-119
14. Technical and economic evaluation of efficiency of hydroseeder <i>L. V. Aniskevich, S. M. Deyneka</i>	121-126
15. Pneumonitis fractionation of grain materials in air streams of variable structure <i>S. P. Stepanenko, B. I. Kotov</i>	127-132
16. Determination of influence of modes of storage fruit and vegetable products in its condition <i>V. A. Muzychenko</i>	133-139
17. Use moded bar of variable cross section in vibration analysis of telescopic boom system of truck-mounted cranes <i>I. M. Sivak, Yu. V. Chovnyuk</i>	141-146
18. Improvement of maintenance of machines for forestry works during the diagnostics of technical state of operating materials <i>L. L. Titova</i>	147-154

19. Algorithmically determine the frequency of recovery of agricultural machinery according to degree of resource's costs <i>I. L. Rogovskii</i>	155-162
20. Substantiation of effect of ladle conveyors on injury and quality of seeds of cereals <i>D. A. Derevyanko, V. M. Polishchuk, S. B. Chichilyuk, A. D. Derevyanko</i>	163-169
21. Energy indicators of electroarc processing of plowers of tillage machines <i>O. Ye. Kalinin, M. O. Vasylenko</i>	171-175
22. Traction resistance of cultivator paws with surface hardening during operation of tillage machines <i>D. O. Buslaiev, M. O. Vasylenko</i>	177-182
23. Development and research of system of management of gas engine converted on basis of tractor diesel <i>S. O. Kovalov</i>	183-191

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

№ 1

Свідоцтво про державну реєстрацію
Серія KB №23828 – 13668 ПР від 01.03.2019

Редактор І. Л. Роговський

03041, Київ-41, вул. Героїв оборони, 15

Здано до набору 16.01.2020
Формат 60×84/16
Наклад 100 прим.

Підписано до друку 16.01.2020
Папір офсетний.
Зам. № 0019 від 16.01.2020

Редакційно-видавничий відділ НУБіП України
03041, Київ, пров. Сільськогосподарський, 4.
т. 527-80-49

Зміст

1. Динамічний аналіз руху механізмів зміни вильоту та повороту баштового крана з балочною стрілою <i>В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич, А. В. Ловейкін, Д. І. Муштин</i>	5-11
2. Кочення розгортного гелікоїда по своєму згинанню <i>Т. А. Кресан, С. Ф. Пилипака, І. Ю. Грищенко, Я. С. Кременець</i>	13-20
3. Вплив конструктивно-режимних параметрів на формування повітряного потоку обчисувальні жнивarki <i>О. В. Козаченко, А. М. Пахучий, О. М. Шкрегаль</i>	21-27
4. Дослідження робочих процесів сортування матеріалів та динамічних параметрів вібраційного екрану <i>Б. В. Матсюк, С. В. Орищенко</i>	29-39
5. Дослідження параметрів ультразвукового оброблювального устаткування, поширеного в технологічному середовищі <i>І. Н. Берник</i>	41-50
6. Безперервне виготовлення мінімальних поверхонь, сформованих засобами планових кривих комплексної криватури <i>С. Ф. Пилипака, М. М. Муквич</i>	51-59
7. Технологічні основи управління процесом виробництва продукції птахівництва <i>В. І. Ребенко</i>	61-66
8. Методичні основи моделювання предметно-агрометеорологічних подій в технологічних процесах на вирощуванні зернових культур <i>Р. Б. Кудриницький, В. І. Днесь, В. І. Скибчук</i>	67-76
9. Обґрунтування головних параметрів типорозмірного ряду енергозасобів сільськогосподарського призначення <i>Г. В. Шкарівський</i>	77-86
10. Моделювання і розрахунок енергозберігаючих режимів сушіння зерна в енергетичних полях <i>Б. І. Котов</i>	87-93
11. Дослідження налаштувань змішувача примусової дії зі змінними лопатками <i>І. І. Назаренко, А. В. Чічур</i>	95-104
12. Дослідження перспективної дробарки деревної біомаси для твердопаливного виробництва <i>О. І. Єременко</i>	105-113
13. Дискретно-континуальні моделі під час аналізу та оптимізації (мінімізації) динамічних навантажень у пружних елементах/канатах вантажопідйомних машин <i>Ю. В. Човнюк, І. М. Сівак</i>	115-119
14. Техніко-економічна оцінка ефективності використання гідросівалки <i>Л. В. Аніскевич, С. М. Дайнека</i>	121-126
15. Пневмоінерційне фракціонування зернових матеріалів в повітряних потоках змінної структури <i>С. П. Степаненко, Б. І. Котов</i>	127-132
16. Визначення впливу режимів зберігання плодоовочевої продукції на її стан <i>В. А. Музиченко</i>	133-139
17. Використання моделі стержня змінного перерізу в аналізі коливань телескопічних стрілових систем автокранів <i>І. М. Сівак, Ю. В. Човнюк</i>	141-146

18. Удосконалення обслуговування машин для лісотехнічних робіт за рахунок діагностики технічного стану експлуатаційних матеріалів <i>Л. Л. Тітова</i>	147-154
19. Алгоритмічність визначення періодичності відновлення працездатності сільськогосподарських машин за ступенем витрат їх ресурсу <i>І. Л. Роговський</i>	155-162
20. Обґрунтування впливу ковшового транспортера на травмування і якість насіння зернових культур <i>Д. А. Дерев'янка, В. М. Поліщук, С. Б. Чичилук, О. Д. Дерев'янка</i>	163-169
21. Енергетичні показники електроконтактного оброблення лемешів плугів ґрунтообробних машин <i>О. Є. Калінін, М. О. Василенко</i>	171-175
22. Тяговий опір культиваторних лап з поверхневим зміцненням при експлуатації ґрунтообробних машин <i>Д. О. Бусласв, М. О. Василенко</i>	177-182
23. Розроблення та дослідження системи управління газовим ДВЗ, конвертованим на базі тракторного дизеля <i>С. О. Ковальов</i>	183-191
24. Визначення біологічної врожайності цукрових буряків перед збиранням <i>Д. А. Дерев'янка</i>	193-197

Contents

1. Dynamic analysis of roller molding installation taking into account dissipative properties balanced drive mechanism <i>V. S. Lovejkin, Yu. O. Romasevich, A. V. Loveikin, D. I. Mushtyn</i>	5-11
2. Rolling of developable helicoid along its bending <i>T. A. Kresan, S. F. Pylypaka, I. Yu. Gricschenko, Ya. S. Kremets</i>	13-20
3. Influence of constructive-mode parameters on formation of air flow of harvester header <i>O. V. Kozachenko, A. M. Pakhuchiy, O. M. Shkregal</i>	21-27
4. Research working process sorting of materials and dynamic parameters of vibration screen <i>B. V. Matsiuk, S. V. Orischenko</i>	29-39
5. Research parameters of ultrasound processing equipment dispersed in technological environment <i>I. N. Bernyk</i>	41-50
6. Continuous bending of minimal surfaces, formed by means of plane curves of complex curvature <i>S. F. Pylypaka, M. M. Mukvich</i>	51-59
7. Technological basis for process control of production of poultry production <i>V. I. Rebenko</i>	61-66
8. Methodical principles of modeling of subject-agrometeorological events in technological processes growing of grain crops <i>R. B. Kudrynetskyi, V. I. Dnes, V. I. Skibchuk</i>	67-76
9. Substantiation of main parameters of size-sized series of agricultural energy solutions <i>G. V. Shkarovsky</i>	77-86
10. Modeling and calculation power saving modes grain drying materials under energy fields <i>B. I. Kotov</i>	87-93
11. Research of settings of forced action mixer with changing angle blades <i>I. I. Nazarenko, A. V. Chichur</i>	95-104
12. Research of advanced crusher wood biomass for solid fuel production <i>O. I. Yeremenko</i>	105-113
13. Discrete-continual model to analyze and optimize (minimize) dynamic loads in elastic elements/ropes for lifting equipment <i>Yu. V. Chovnyuk, I. M. Sivak</i>	115-119
14. Technical and economic evaluation of efficiency of hydroseeder <i>L. V. Aniskevich, S. M. Deyneka</i>	121-126
15. Pneumonitis fractionation of grain materials in air streams of variable structure <i>S. P. Stepanenko, B. I. Kotov</i>	127-132
16. Determination of influence of modes of storage fruit and vegetable products in its condition <i>V. A. Muzychenko</i>	133-139
17. Use moded bar of variable cross section in vibration analysis of telescopic boom system of truck-mounted cranes <i>I. M. Sivak, Yu. V. Chovnyuk</i>	141-146
18. Improvement of maintenance of machines for forestry works during the diagnostics of technical state of operating materials <i>L. L. Titova</i>	147-154

19. Algorithmically determine the frequency of recovery of agricultural machinery according to degree of resource's costs <i>I. L. Rogovskii</i>	155-162
20. Substantiation of effect of ladle conveyors on injury and quality of seeds of cereals <i>D. A. Derevyanko, V. M. Polishchuk, S. B. Chichilyuk, A. D. Derevyanko</i>	163-169
21. Energy indicators of electroarc processing of plowers of tillage machines <i>O. Ye. Kalinin, M. O. Vasylenko</i>	171-175
22. Traction resistance of cultivator paws with surface hardening during operation of tillage machines <i>D. O. Buslaiev, M. O. Vasylenko</i>	177-182
23. Development and research of system of management of gas engine converted on basis of tractor diesel <i>S. O. Kovalov</i>	183-191
24. Determination of biological yield of sugar beets before collection <i>D. A. Derevyanko</i>	193-197

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 no-menclature (all explanations placed in the text);

References cited by the numbered system (max 5 items in one place); Tables and figures (without frames) placed out of the text (after References) and figures additionally prepared in the graphical file format jpg or cdr.

Make sure that the tables do not exceed the printed area of the page. Number them according to their sequence in the text. References to all the tables must be in the text.

Do not use vertical lines to separate columns. Capitalize the word 'table' when used with a number, e.g. (Table 1).

Number the figures according to their sequence in the text. Identify them at the bottom of line drawings by their number and the name of the author. Special attention should be paid to the lettering of figures – the size of lettering must be big enough to allow reduction (even 10 times). Begin the description of figures with a capital letter and observe the following order, e.g. Time(s), Moisture (% vol), (% m³m⁻³ or (% gg⁻¹), Thermal conductivity (W m⁻¹K⁻¹).

Type the captions to all figures on a separate sheet at the end of the manuscript.

Give all the explanations in the figure caption. Drawn text in the figures should be kept to a minimum. Capitalize and abbreviate 'figure' when it is used with a number, e.g. (Fig. 1).

Colour figures will not be printed.

Make sure that the reference list contains about 30 items. It should be numbered serially and arranged al-phabetically by name of first author and then others, e.g.

7. Zhen Zhang, Menglong Liu, Zhongqing Su, Yi Xiao. (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

№ 1

Свідоцтво про державну реєстрацію
Серія KB №23828 – 13668 ПР від 01.03.2019

Редактор І. Л. Роговський

03041, Київ-41, вул. Героїв оборони, 15

Здано до набору 16.01.2020
Формат 60×84/16
Наклад 100 прим.

Підписано до друку 16.01.2020
Папір офсетний.
Зам. № 0019 від 16.01.2020

Редакційно-видавничий відділ НУБіП України
03041, Київ, пров. Сільськогосподарський, 4.
т. 527-80-49