

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

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. 9

№ 4

(October – December)

Kyiv – 2018

Editor-in-Chief

Prof., DS, Stanislav Nikolajenko, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kiev, Ukraine

Vice-Editor

Prof. Ildus Ibatullin, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kiev, Ukraine

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

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

Assistants Editor

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

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

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

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

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

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

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

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

Prof. Volodymyr Bulgakow, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kiev, Ukraine

Prof. Volodymyr Gorobets, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kiev, 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. Vyatcheslav Loveykin, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kiev, Ukraine

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, 2018

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)

Machinery & Energetics

*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 9

№ 4

(жовтень – грудень)

Київ – 2018

Національний університет біоресурсів і природокористування України

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

С. М. Ніколаєнко (відп. ред.) та ін. Київ. 2018. Вип. 9. № 4. 162 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 аграрної політики та продовольства України.

Редакційна колегія: С. М. Ніколаєнко, д-р пед. наук, проф. (відповідальний редактор);

І. І. Ібатуллін, д-р с.-г. наук, проф.; В. Д. Войтюк, д-р техн. наук, проф.; В. В. Козирський, д-р техн. наук, проф. (заступники відповідального редактора); В. І. Кирилюк, канд. с.-г. наук, (відповідальний секретар); І. Л. Роговський, канд. техн. наук, старший наук. співр., О. Ю. Синявський, канд. техн. наук, доц. (заступники відповідального секретаря); В. В. Адамчук, д-р техн. наук, проф.; Л. В. Аніскевич, д-р техн. наук, проф.; Є. Г. Афтандіянц, д-р техн. наук, проф.; Л. В. Баль-Прилипка, д-р техн. наук, проф.; А. В. Бойко, д-р техн. наук, старший наук. співр.; В. М. Булгаков, д-р техн. наук, проф.; Д. Г. Войтюк, канд. техн. наук, проф.; Г. А. Голуб, д-р техн. наук, проф.; В. Г. Горобець, д-р техн. наук, старший наук. співр.; М. В. Гребченко, д-р техн. наук, проф.; П. Євич, д-р техн. наук, проф.; А. В. Жильцов, д-р техн. наук, доц.; В. В. Каплун, д-р техн. наук, проф.; В. В. Коваль, д-р техн. наук, проф.; І. П. Кондратенко, д-р техн. наук, проф.; О. Б. Коршунов, канд. техн. наук, доц.; В. І. Кравчук, д-р техн. наук, проф.; В. Романюк, д-р техн. наук, проф.; В. П. Лисенко, д-р техн. наук, проф.; В. С. Ловейкін, д-р техн. наук, проф.; К. Г. Лопатько, д-р техн. наук, доц.; С. Марек, д-р техн. наук, проф.; І. І. Назаренко, д-р техн. наук, проф.; В. М. Несвідомін, д-р техн. наук, проф.; Т. Павловські, д-р техн. наук, проф.; С. Ф. Пилипака, д-р техн. наук, проф.; В. Г. Самосюк, д-р техн. наук, проф.; Г. Собчук, д-р техн. наук, проф.; О. Б. Таширев, д-р техн. наук, проф.; В. В. Теслюк, д-р с.-г. наук, проф.; С. Г. Фришев, д-р техн. наук, проф.; В. В. Харченко, д-р техн. наук, проф.; А. Хоховські, проф.; С. П. Циганков, д-р техн. наук, старший наук. співр.; С. А. Шворов, д-р техн. наук, проф.; Ю. Яцкевич, д-р техн. наук, проф.

Рекомендовано до друку Вченою радою НУБіП України, протокол № 4 від 28 листопада 2018 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 наказом Міністерства освіти і науки України від 13 липня 2015 р. № 747 внесений до переліку наукових друкованих фахових видань України, в яких можуть бути опубліковані результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступеней доктора і кандидата технічних наук.

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

Відповідальний за випуск І. Л. Роговський.

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

© Національний університет біоресурсів і
природокористування України, 2018

УДК 631.313.02:531/534

ФІЗИКО-МЕХАНІЧНИЙ АНАЛІЗ ТА МОДЕЛЮВАННЯ ВЗАЄМОДІЇ З ҐРУНТОМ ҐРУНТООБРОБНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ НА ПРУЖНІЙ ПІДВІСЦІ

Д. Г. Войтюк, Ю. О. Гуменюк, Ю. В. Човнюк

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Кореспонденція авторів: ugmsg@ukr.net.

Історія статті: отримано – вересень 2018, акцентовано – листопад 2018.

Бібл. 24, рис. 0, табл. 1.

Анотація. Проведений фізико-механічний аналіз процесів взаємодії робочих органів ґрунтообробних машин на пружній підвісці з оброблюваним середовищем. Теоретично розглянуті можливі коливні рухи робочих органів типу субгармонічних коливань у залежності від нелінійної пружної характеристики підвіски. Встановлені основні характеристики субгармонічних коливань: амплітуди, частоти, умов виникнення, стійкість основного розв'язку. Аналіз подібних механічних систем проведений з використанням їх пружної характеристики, тобто графічної чи аналітичної залежності між статичним навантаженням на систему (F) й відповідним цьому навантаженню переміщенням (q). Аналіз пружних характеристик конструкцій коливних систем показав, що ті системи, які мають один пружний елемент (пружину), мають і лінійний характер відновлюючої сили. Конструкції, які складаються з кількох пружних елементів (плоска та циліндрична пружини), мають нелінійну залежність між прикладеним навантаженням і переміщенням. Використання нелінійної характеристики системи, зокрема, кусково-лінійної, суттєво покращує енергетичні й агротехнічні показники пружної підвіски при обробці ґрунтів. У якості методу аналізу використаний метод припасовування та підходи, розвинені професором Закржевським М.В.

Ключові слова: аналіз, моделювання, взаємодія, робочий орган, сільськогосподарські машини, пружна підвіска, ґрунт.

Постановка проблеми

Результати, отримані при проведенні дослідів з культиваторами обладнаними робочими органами на пружній підвісці, показують значні переваги таких робочих органів. Усі конструкції подібних культиваторів складаються з двох основних елементів: робочого органа – лапи і пружної підвіски, завдяки останній під час роботи машини виникають поздовжні коливання лапи. Численні дослідження щодо застосування коливань для зниження тягового опору проведені багатьма вітчизняними та зарубіжними вченими [1–4]. У той же час суттєва різниця у величині

тягового опору вказує на важливість правильного вибору параметрів підвіски.

В конструкцію машин, робочі органи яких під час обробки ґрунту здійснюють коливальні рухи можуть входити один або кілька пружних елементи, або ж сама стійка виконує роль пружного елемента. Варто зазначити, що конструкції ґрунтообробних машин з одним пружним елементом не знайшли широкого використання («Krause» – Канада, «Ebra» – Франція), оскільки у порівнянні з жорсткою підвіскою не дає зниження тягового опору при швидкостях руху агрегату до 2 м/с й глибині обробки до 7 см [2].

Найбільш широке розповсюдження отримали робочі органи, які складаються з двох чи трьох пружних елементів, одним з яких є С-подібна стійка й вертикально чи горизонтально встановлена циліндрична пружина. Робочі органи з вищезазначеними коливними системами випускаються вітчизняними та зарубіжними компаніями: «Krause», «Noble», «Anderson», «Custom», «Ingam» – Канада, «Rome» – США, «Superflow» – Велика Британія, «Accord» – Німеччина, «Ebra» – Франція.

Конструкція фірми «Custom», наприклад, передбачає спільну установку разом з пружиною стійкою плоскою і циліндричною або тільки плоскою пружин. Встановлення таких пружин, крім зниження тягового опору зменшує засмічення робочих органів культиватора бур'янами [2]. За даними фірми «Noble», встановлення другого пружного елемента у вигляді пружини до 25% зменшує гребнистість поверхні поля, що підтверджується дослідженнями авторів [2, 3].

Задля аналізу коливань механічної системи перш за все необхідно мати повну характеристику цієї системи, тобто графічну чи аналітичну залежність між статичним навантаженням на систему (F) з відповідним цьому навантаженню переміщенням (x). Аналіз пружних характеристик конструкцій коливних систем показав, що системи, які мають один пружний елемент, мають лінійний характер відновлюючої сили. Конструкції, які складаються з кількох пружних елементів, мають нелінійну залежність між прикладеним навантаженням і переміщенням. Проаналізувавши усі вище згадані системи, які складаються з кількох пружних елементів, автори даного дослідження прийшли до можливості наступного припущення: використання нелінійної

характеристики системи, зокрема, кусково-лінійної, покращує енергетичні та агротехнічні показники пружної підвіски при обробітку ґрунту. Наявні суперечливі дані про те, що зняття циліндричних пружин з підвісок на культиваторах типу КПЕ-3,8 не змінює величини тягового опору і якості обробітку ґрунту [4], пояснюються тільки невідповідністю параметрів пружних елементів підвіски умовам роботи культиваторів.

Основна проблем полягає у виборі відповідних параметрів підвіски, який, безумовно, повинен бути цілком обґрунтованим. Задля здійснення такого обґрунтованого вибору можна використати кілька існуючих фізико-механічних моделей коливань нелінійно-пружних систем.

Аналіз останніх досліджень

Відповідні параметри підвіски можна обрати, використовуючи теорію параметричних коливань [4], оскільки таким періодично змінним параметром є жорсткість пружної підвіски при умові, що характеристика відновлюючої сили нелінійна. У цій роботі [4] розглянуті умови виникнення параметричного резонансу й побудована діаграма стійкості при параметричному збудженні за законом прямокутного синуса (типу діаграма Айнса-Стретта). Автори [5] розглянули можливості збудження супер- та субгармонічних коливань при дії гармонічної вимушеної сили на систему з нелінійною відновлюючою силою на якісному рівні й зазначили, що такі типи коливань за амплітудою можуть бути суттєво більшими, ніж амплітуда першої гармоніки, проте ніяких чисельних чи аналітичних розрахунків з цього приводу не подали. Автор [6] дає експериментально-теоретичне обґрунтування параметрів робочих органів з пружними стійками культиваторів для передпосівного обробітку ґрунту.

У роботі [7] наведені обґрунтування енергозберігаючих технологічних процесів обробітку ґрунту й параметрів пружних робочих органів для умов південної степової зони України. Дослідження автора [8] присвячені побудові математичної моделі коливної системи «робочий орган–ґрунт». У працях [9–12] зроблена спроба обґрунтування параметрів робочих органів на пружній підвісці, яка базується на аналізі коливних процесів. Але, на думку авторів даного дослідження, використання теорії параметричних коливань, як і у роботі [4], не дає змоги адекватного і вичерпного опису виникаючих процесів. На думку дослідників [13], більш ефективним і відповідаючим сутності явища може бути теоретичний розгляд коливного руху на підставі моделі автоколивань. У [14] врахований стохастичний характер чинників, які впливають на процеси рихлення ґрунту в реальних умовах. Автори [15] обґрунтували теоретичні моделі функціонування й забезпечення механічної надійності культиваторів з пружними робочими органами.

Не зважаючи на велику кількість досліджень і робіт, присвячених аналізу взаємодії робочих органів на пружній підвісці з ґрунтом, проблема виникнення у

подібних механічних системах суб- та супергармонічних коливань вивчена недостатньо й вимагає, на нашу думку, подальшого всебічного й глибокого аналізу.

Мета досліджень

Мета роботи полягає у встановленні основних закономірностей руху культиваторів (культиваторних лап) з пружними робочими органами з урахуванням нелінійного характеру жорсткості при взаємодії з оброблюваним середовищем. Виникаючі нелінійні коливання мають широкий спектр специфічних механічних явищ та ефектів, використання яких у технологічних процесах передбачає значну технологічну та енергетичну ефективність. У даному дослідженні будуть, зокрема, розглянуті автоколивання, субгармонічні коливання та самозбудження субгармонічних коливань.

Результати досліджень

Розглянемо рух робочого органу з пружною підвіскою під час рихлення ґрунту на підставі моделі «розривних» автоколивань [16]. Ця модель відповідає схемі ступінчастої двостадійної зміни опору переміщенню робочого органу у ґрунті. Аналогом такої схеми є так зване розривне «сухе тертя», яке на кожній стадії не залежить від швидкості відносного ковзання [17]. Автори [14] використали вказану вище модель, проте здійснили некоректні розрахунки у межах цієї моделі. Використаємо для проведення коректних розрахунків кінематичних параметрів руху ґрунтообробного робочого органу на пружній підвісці метод припасовування [17].

Вважатимемо, що при переміщенні робочого органу до початку руйнування (рихлення) ґрунту, на нього діє сила опору P_1 , а під час рихлення – сила опору переміщенню робочого органу – P_2 . При цьому завжди $P_1 > P_2$. Таким чином, перша стадія накопичення енергії тривалістю T_1 відповідає відсутності абсолютного переміщення (нерухомості) робочого органу в ґрунті. Друга, так звана стадія осциляції тривалістю T_2 відповідає руху робочого органу під час рихлення, яке викликає сили опору P_2 . Після закінчення періоду $T = T_1 + T_2$ знову виникає початкова ситуація (відсутність переміщення робочого органа і.т.д.).

Вважаємо, що переносний рух місця закріплення пружного елемента на рамі агрегату відбувається з постійною швидкістю V у напрямку x . Відносний рух місця закріплення робочого органу на пружному елементі визначається координатою $q(t)$, яка одночасно є залежною від часу t пружною деформацією елемента.

Отже, на першій стадії автоколивального руху маємо:

$$C \cdot q_1(t) = P_1, 0 \leq t \leq T_1. \quad (1)$$

На другій стадії автоколивального руху [15] складена за допомогою принципу Даламбера умова динамічної рівноваги під час рихлення має вигляд:

$m \cdot \ddot{q}_{II}(t) + C \cdot q_{II}(t) - P_2 = 0, T \leq t \leq T_1 + T_2$ (2)
де m – маса робочого органа та частини ґрунту, яка на ньому знаходиться; c у формулах (1) і (2) є жорсткістю пружного елемента.

На третій стадії автоколивального руху, як і у (1), маємо знову:

$$C \cdot q_{III}(t) = P_1, T_1 + T_2 \leq t \quad (3)$$

Введемо позначення $\omega = \sqrt{\frac{c}{m}}$ – власної частоти вільних коливань робочого органа. Використовуючи метод припасовування, а також умови:

$$q_I \Big|_{t=T_1} = q_{II} \Big|_{t=T_1}; \quad \dot{q}_I \Big|_{t=T_1} = \dot{q}_{II} \Big|_{t=T_1}, \quad (4)$$

для $q_{II}(t)$ можна отримати:

$$q_{II}(t) = \left(\frac{P_1}{c} - \frac{P_2}{m\omega^2} \right) \cos[\omega \cdot (t - T_1)] + \frac{V}{\omega} \sin[\omega \cdot (t - T_1)] + \frac{P_2}{m\omega^2}, \quad (5)$$

а для $\dot{q}_{II}$ наступний вираз:

$$\dot{q}_{II}(t) = - \left(\frac{P_1}{c} - \frac{P_2}{m\omega^2} \right) \omega \cdot \sin[\omega \cdot (t - T_1)] + V \cos[\omega \cdot (t - T_1)] \quad (6)$$

Після нескладних перетворень (5) та (6) можна подати у більш зручній для подальшого аналізу формі:

$$q_{II}(t) = A_q \cdot \sin[\omega \cdot (t - T_1) + \varphi_q] + \frac{P_2}{m\omega^2} \quad (7)$$

де:

$$A_q = \sqrt{\left(\frac{P_1}{c} - \frac{P_2}{m\omega^2} \right)^2 + \left(\frac{V}{\omega} \right)^2}, \quad \varphi_q = \arctg \left\{ \frac{\left(\frac{P_1}{c} - \frac{P_2}{m\omega^2} \right) \omega}{V} \right\}; \quad (8)$$

$$\dot{q}_{II}(t) = A_{\dot{q}} \cdot \sin[\omega \cdot (t - T_1) + \varphi_{\dot{q}}] \quad (9)$$

де:

$$A_{\dot{q}} = \sqrt{\omega^2 \left(\frac{P_1}{c} - \frac{P_2}{m\omega^2} \right)^2 + V^2}; \quad \varphi_{\dot{q}} = \arctg \left\{ - \frac{V}{\left(\frac{P_1}{c} - \frac{P_2}{m\omega^2} \right) \omega} \right\} \quad (10)$$

Для $(A_q)_{max}$ маємо:

$$(A_q)_{max} = \sqrt{\left(\frac{P_1}{c} - \frac{P_2}{m\omega^2} \right)^2 + \left(\frac{V}{\omega} \right)^2} + \frac{P_2}{m\omega^2}, \quad (11)$$

котре досягається у моменти часу:

$$\omega \cdot (t - T_1) + \varphi_q = (-1)^{k_1} \cdot \frac{\pi}{2} + k_1 \pi, \quad k_1 = 0, 1, 2, \dots \quad (12)$$

Для $(A_{\dot{q}})_{max}$ маємо:

$$(A_{\dot{q}})_{max} = \sqrt{\omega^2 \left(\frac{P_1}{c} - \frac{P_2}{m\omega^2} \right)^2 + V^2}, \quad (13)$$

яке досягається у моменти часу:

$$\omega \cdot (t - T_1) + \varphi_{\dot{q}} = (-1)^{k_2} \cdot \frac{\pi}{2} + k_2 \pi, \quad k_2 = 0, 1, 2, \dots \quad (14)$$

Важливим показником динамічної реформованості пружних елементів є розмах деформації, який можна, з урахуванням (7)–(12) подати наступним чином:

$$\bar{A}_q = (q_{II})_{max} - (q_{II})_{min} = \sqrt{\left(\frac{P_1}{c} - \frac{P_2}{m\omega^2} \right)^2 + \left(\frac{V}{\omega} \right)^2} + \frac{P_2}{m\omega^2} -$$

$$- \left\{ - \sqrt{\left(\frac{P_1}{c} - \frac{P_2}{m\omega^2} \right)^2 + \left(\frac{V}{\omega} \right)^2} + \frac{P_2}{m\omega^2} \right\} = 2 \sqrt{\left(\frac{P_1}{c} - \frac{P_2}{m\omega^2} \right)^2 + \left(\frac{V}{\omega} \right)^2}. \quad (15)$$

Слід зазначити, що $(q_{II})_{min}$ набуває у момент часу:

$$\omega \cdot (t - T_1) + \varphi_q = (-1)^{k_1} \cdot \pi + k_1 \pi. \quad (16)$$

Наведені вище вирази дозволяють на стадії проектування пружної підвіски робочих органів ґрунтообробних машин проводити теоретичний аналіз динамічних деформацій і відповідних напружень, які можуть виникнути у пружних елементах у процесі рихлення з коливальним переміщенням робочих органів. Нижче, у таблиці 1 наведені значення $(A_q)_{max}$, $(A_{\dot{q}})_{max}$, $\bar{A}_q$ для трьох значень швидкості руху культиватора: $V=2$ м/с, 3 м/с і 4 м/с. При цьому пружний елемент є S – подібною стійкою лапи культиватора, що має згинальну жорсткість $C = 3700$ Н/м, масу лапи з ґрунтом прийнято $m=5$ кг, силу опору переміщенню лапи $P_1 = 280$ Н і $P_2 = 267$ Н.

Використовуючи умови неперервності руху пружного елемента при переході від другої стадії до третьої:

$$q_{II} \Big|_{t=T_1+T_2} = q_{III} \Big|_{t=T_1+T_2}; \quad \dot{q}_{II} \Big|_{t=T_1+T_2} = \dot{q}_{III} \Big|_{t=T_1+T_2}, \quad (17)$$

можна показати, що автоколивання, які виникають у лапі культиватора є субрезонансного типу і визначаються з умови:

$$\frac{\omega T_2}{2} = n\pi, n = 1, 2, 3, \dots, \quad (18)$$

тобто частота $\omega_2 = \frac{2\pi}{T_2}$, яка відповідає стадії руйнування (рихлення) ґрунту визначається зі співвідношення:

$$\omega_2 = \frac{\omega}{n} \quad (19)$$

З розгляду результатів, наведених у таблиці 1, можна зробити висновок про суттєвий вплив швидкості руху ґрунтообробного агрегату на амплітуду динамічних деформацій пружного елемента підвіски. Це означає, що якщо конструкція підвіски не має обмежуючих деформацію пристроїв, то збільшення швидкості руху V може призводити до раптової втрати робото здатності пружного елемента, яка буде обумовлена перевантаженням.

Таблиця 1. Залежність кінематичних показників два стадійного процесу автоколивань під час рихлення ґрунту від швидкості руху ґрунтообробного агрегату.

V , м/с	$(A_q)_{max}$, м	$\bar{A}_q$, м	$(A_{\dot{q}})_{max}$, м
1	0,11	0,22	1,005
2	0,15	0,30	2,002
3	0,18	0,36	3,002

Аналітична залежність пружної характеристики $f(q)$ має вигляд:

$$f(q) = \begin{cases} p_2^2 \cdot q, & q \geq 0; \\ p_1^2 \cdot q, & q \leq 0, \end{cases} \quad (20)$$

де q – переміщення, (p_1^2, p_2^2) – тангенси кута нахилу ділянки пружної характеристики (нормативна жорсткість ділянки пружної характеристики).

Частота вільних коливань (p) у системі з білінійною характеристикою зі зломом у точці $q = 0$ є постійною і не залежить від початкових умов [18]:

$$p = \frac{2p_1 p_2}{p_1 + p_2}. \quad (21)$$

Слід зазначити, що саме таку пружну характеристику має підвіска з однією циліндричною пружиною. Хоча частота p й визначається зі співвідношення (21) (є постійною), проте деякі нелінійні ефекти у цій системі, наприклад, самозбудження субгармонічних коливань, проявляють себе найбільш потужно.

Білінійна пружна характеристика (20) знаходить широке застосування у машинобудуванні завдяки простоті реалізації, можливості отримання несиметричних законів руху. Вона також використовується з метою захисту машин (у т.ч. сільськогосподарського призначення) від вібрацій. Відомо, що у системах з несиметричними пружними характеристиками можуть існувати стійкі парні субгармонічні коливання при досить значній дисипації, що дозволяє використовувати такі режими у вібромашинах.

Нижче розглянута задача точного визначення параметрів субгармонічних коливань у не дисипативній системі з білінійною пружною характеристикою при гармонічній вимушеній силі.

Приймаємо, що закон руху $q(t)$ й вимушена сила $H(t)$ де t – поточний час, мають спільні вісі симетрії, відстань між якими $\frac{T}{2}$, й крім того, крива $q(t)$ перетинає пряму $q = 0$ один раз за півперіоду [18]. При цьому період субгармонічних коливань $T = nT_\omega$, $n = 1, 2, 3, \dots$, де T_ω – період коливань вимушеної сили ($\omega = \frac{2\pi}{T_\omega}$).

У відповідності з прийнятою у [18] формою коливань рівняння руху запишемо у вигляді:

$$\ddot{q} + f(q) = h \cdot \cos \omega t \quad (22)$$

де $f(q)$ визначається (20).

Знак перед амплітудою h вимушеної сили може бути будь-яким. Розв'язок рівняння (22) на окремих ділянках має вигляд:

$$x_i = C_{i1} \cos p_{it} + C_{i2} \sin p_{it} + D_i \cos[\omega(t + t_{i-1})], \quad 0 \leq t \leq t_i. \quad (23)$$

Тут $i = \overline{(1, 2)}$, t_1 – час руху при $q \leq 0$, t_2 – час руху при $q \geq 0$. Для коефіцієнтів D_i маємо:

$$D_i = \frac{h}{p_i^2 - \omega^2}, \quad (24)$$

а $t_0 = 0$. З умов припасування й періодичності випливає:

$$\begin{aligned} \dot{q}_2(0) = 0, \quad q_2(t_1) = 0, \quad q_1(0) = 0, \quad \dot{q}_1(t_2) = 0, \\ \dot{q}_2(t_1) = \dot{q}_1(0), \quad t_1 + t_2 = \frac{T}{2} \end{aligned} \quad (25)$$

Після підстановки у ці співвідношення розв'язку (23) матимемо:

$$\begin{cases} C_{11} = -D_1 \cos(\omega t_1), \quad C_{12} = C_{11} \operatorname{tg}(p_1 t_2), \\ C_{21} = \frac{1}{\cos(p_2 t_1)} \left[-D_2 \cos(\omega t_1) = \frac{-D_2 \cos(\omega t_1)}{\cos(p_2 t_1)} \right], \\ C_{22} = 0 \end{cases} \quad (26)$$

Рівняння для визначення часу t_1 має вигляд:

$$\begin{aligned} -p_2 \operatorname{tg}(p_2 t_1) [-D_2 \cos(\omega t_1)] + (D_1 + D_2) \omega \sin(\omega t_1) \\ + p_1 D_1 \cos(\omega t_1) \times \\ \times \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{\omega} n - t_1\right) = 0 \end{aligned} \quad (27)$$

Визначивши з (27) значення t_1 за заданих параметрів системи й вимушеної сили (чи значення h при заданому значенні t_1), за (26) можна знайти всі параметри закону руху.

Розглянемо далі питання стійкості таких коливань. Визначимо умови самозбудження субгармонічних коливань у системі з білінійною пружною характеристикою.

Відомо [19, 20], що у несиметричних неавтономних системах з поліноміальною пружною характеристикою при гармонічній вимушеній силі й при певних умовах можливе самозбудження субгармонічного режиму порядку 1/2.

Цей режим може бути стійким у цілому, тобто може реалізуватись за будь-яких початкових умов. Наступні дослідження показали [21], що самозбудження субгармонічних режимів порядку 1/2 й 1/3 і.т.д. при гармонічному збудженні має місце й для систем з різними несиметричними кусково-лінійними пружними характеристиками, наприклад, з натягом, з триланцюговою й білінійною характеристиками при доволі великих значеннях дисипації. Враховуючи інваріантність топології розбиття фазового простору на траєкторії від конкретного виду вимушеної сили [18], розглянемо явище самозбудження у найбільш простій системі з білінійною пружною характеристикою, на яку діє періодична система двосторонніх миттєвих симетричних імпульсів S' (обумовлених у культиваторних лапах взаємодією їх робочого органа на пружній підвісці з оброблюваним ґрунтом в процесі його обробітку). Оскільки самозбудження субгармонічних режимів пов'язане з нестійкістю основного режиму, то спочатку визначимо, за яких параметрів системи має місце така нестійкість.

Розглянемо точний розв'язок для основного режиму. Використовуючи метод припасування, для розглядуваної системи з одним ступенем вільності руху визначимо точні співвідношення для періодичного режиму з періодом зовнішнього впливу, вважаючи, що пружна білінійна характеристика має злам у нулі (20), а у моменти $q = 0$ відбувається ударне демпфування за законом $\dot{x}^+ = R_j \cdot \dot{x}^-$, де $j = 1$ при $\dot{x} < 0$ й $j = 2$ при $\dot{x} > 0$, $R_j - j$ – й коефіцієнт ударної дисипації. Система миттєвих імпульсів має період, який дорівнює T_ω .

Розв'язок будемо розглядати на чотирьох ділянках. Першій ділянці відповідає $i = 1$, $q \geq 0$, при цьому початок відліку часу на ділянці відповідає точці прикладання миттєвого імпульсу; другий – $i = 2$, $q \leq 0$, третій – $i = 3$, $q \leq 0$ й, насамкінець, четвертий – $i = 4$, $q \geq 0$.

На кожній ділянці розв'язок запишемо у вигляді:

$$q_i = B_i \sin(p_j \cdot t), \quad i = \overline{(1, 4)}, \quad j = \overline{(1, 2)}. \quad (28)$$

При цьому початок відліку часу на усіх ділянках відповідає точкам $q = 0$. Час (тривалість) руху на першій ділянці змінюється у межах $-t_1 \leq t \leq 0$, на

другий – у межах $0 \leq t \leq t_2$, на третій – у межах $-t_3 \leq t \leq 0$, і на четвертій – у межах $0 \leq t \leq t_4$, причому $t_1 + t_2 + t_3 + t_4 = T_1 = \frac{T\omega}{2}$.

Якщо позначити початкові умови, які відповідають моменту часу безпосередньо після дії імпульсу, через:

$$y_1 = q_1(-t_1), \quad v_1^+ = \dot{q}_1(-t_1), \quad (29)$$

тоді значення B_1 й t_1 визначаються зі співвідношень:

$$B_1 = \left\{ y_1^2 + \frac{v_1^+}{p_2}, \quad tg(p_2 \cdot t_1) = \frac{y_1 p_2}{v_1^+} \right\} \quad (30)$$

Послідовно проводячи припасовування рішень на окремих ділянках, з урахуванням умов періодичності матимемо:

$$\begin{aligned} B_1 &= \frac{S_1}{p_2} \cdot \frac{\sin \alpha_4}{\sin(\alpha_1 + \alpha_4)}, B_2 = -\frac{S_2}{p_1} \cdot \frac{\sin \alpha_3}{\sin(\alpha_2 + \alpha_3)}, B_3 \\ &= -\frac{S_2}{p_1} \cdot \frac{\sin \alpha_2}{\sin(\alpha_2 + \alpha_3)}, \\ B_4 &= -\frac{S_1}{p_2} \cdot \frac{\sin \alpha_1}{\sin(\alpha_1 + \alpha_4)}, \end{aligned} \quad (31)$$

де:

$$\alpha_1 = p_2 \cdot t_1, \quad \alpha_2 = p_1 \cdot t_2, \quad \alpha_3 = p_1 \cdot t_3, \quad \alpha_4 = p_2 \cdot t_4, \quad (32)$$

а також систему рівнянь для відшукування значень t_1 й

$$t_3: \begin{cases} R_1 S_1 \frac{\sin \alpha_4}{\sin(\alpha_1 + \alpha_4)} = -S_2 \frac{\sin \alpha_3}{\sin(\alpha_2 + \alpha_3)}, \\ R_2 S_2 \frac{\sin \alpha_2}{\sin(\alpha_2 + \alpha_3)} = -S_1 \frac{\sin \alpha_1}{\sin(\alpha_1 + \alpha_4)}. \end{cases} \quad (33)$$

Розглянемо частинний випадок:

$$R_1 = R_2 = 1, \quad S_1 = -S_2 = S \quad (34)$$

Зі співвідношення (33) із врахуванням (32) маємо:

$$\begin{cases} t_1 = t_4, \quad t_2 = t_3, \quad p_1 t_2 = p_2 t_1 = \alpha, \\ t_1 = T_1 \frac{1}{(p_2/p_1 + 1)}, \quad t_2 = T_1 \frac{1}{(p_1/p_2 + 1)}. \end{cases} \quad (35)$$

Коефіцієнти B_i мають наступні значення:

$$B_1 = -B_4 = \frac{S}{2p_2 \cos(p_2 t_1)}, \quad B_2 = -B_3 = \frac{S}{2p_1 \cos(p_1 t_2)}. \quad (36)$$

Початкові умови з урахуванням (29):

$$y_1 = -\frac{S}{2p_2} tg(p_2 t_1), \quad v_1^+ = \frac{S}{2}. \quad (37)$$

Дослідимо далі стійкість основного розв'язку. Для цього оцінимо стійкість у малому розгляданого розв'язку з метою з'ясування області нестійкості основного режиму. Для цього дамо малі початкові збурення періодичному режиму (28), а потім, послідовно припасовуючи розв'язки, із урахування періодичного розв'язку (28) матимемо наступну систему скінченно-різницевого рівнянь, які зв'язують початкові ξ_n, ξ_n і кінцеві збурення ξ_{n+1}, ξ_{n+1} :

$$\xi_{n+1} = a_1 \xi_n + b_1 \xi_n, \quad \xi_{n+1} = a_2 \xi_n + b_2 \xi_n, \quad (38)$$

де для випадку (34) коефіцієнти a_1, b_1 мають вигляд:

$$\begin{cases} a_1 = b_2 = \cos^2 2\alpha - \frac{(p_1^2 + p_2^2)}{2p_1 p_2} \sin^2 2\alpha, \\ b_1 = \frac{1}{2p_2} = \sin 4\alpha - \frac{p_1}{p_2^2} \sin^2 \alpha \sin 2\alpha + \frac{1}{p_1} \cos^2 \alpha \sin 2\alpha, \\ a_2 = -p_1 \cos^2 \alpha \sin 2\alpha + \frac{p_2^2}{p_1} \sin^2 \alpha \sin 2\alpha - \frac{p_2}{2} \sin 4\alpha. \end{cases} \quad (39)$$

Характеристичне рівняння системи (38)

$$\lambda^2 - (a_1 + b_2)\lambda + (a_1 b_2 - a_2 b_1) = 0 \quad (40)$$

Нестійкість досліджуваного рішення буде мати місце, якщо хоча б один з коренів рівняння (40) за модулем буде більше одиниці [22], тобто при виконанні однієї чи двох умов:

$$W_0 = \left| \frac{a_1 + b_2}{2} \right| > 1, \quad W_1 = |a_1 b_2 - a_2 b_1| > 1 \quad (41)$$

Для розглядуваної дисипативної системи $W_1 = 1$ й $a_1 = b_2$. Тому умова нестійкості основного режиму (із урахування того, що $a_1 < 0$) має вигляд:

$$\frac{p_1^2 + p_2^2}{2p_1 p_2} \sin^2 2\alpha - \cos^2 2\alpha > 1. \quad (42)$$

Карта нестійкості основного режиму на площині параметрів має наступний вигляд. Якщо ввести безрозмірні параметри:

$$\eta = p_2/p_1, \quad \nu = \omega/p_1, \quad (43)$$

тоді з урахуванням співвідношення (35) й (43) умова

(42) перетворюється до наступного виду:

$$\gamma \sin^2 \beta - \cos^2 \beta > 1, \quad (44)$$

$$\text{де } \beta = 2\alpha = \frac{2\pi}{\nu(1+1/\eta)}, \quad \gamma = \frac{(p_1^2 + p_2^2)}{2p_1 p_2} = \frac{1}{2} \left(\eta + \frac{1}{\eta} \right).$$

При цьому границям нестійкості відповідає рівність одиниці лівої частини нерівності (44). У цьому випадку маємо:

$$\sin^2 \beta = \frac{4\eta}{(1-\eta)^2}. \quad (45)$$

З рівності (45), задаючи значення η , можна визначити величини безрозмірної частоти ν :

$$\nu = \frac{2\pi}{(1+1/\eta)} \left\{ \arcsin \left(\frac{2\sqrt{\eta}}{(1-\eta)} \right) \right\}^{-1} \quad (46)$$

При $\nu \rightarrow 0$ області нестійкості згущуються й відбувається їх згущення. Границі областей нестійкості перетинаються у точках з координатою $\eta = 1$. Цьому випадку відповідає лінійна пружна характеристика. Координати точок перетину мають значення:

$$\nu_* = \frac{2}{1}, \frac{2}{3}, \frac{2}{5}, \dots, \frac{2}{2n+1}, \quad (47)$$

Таким чином, лінійна система, взагалі кажучи, є нестійкою при частотах вимушеної сили $\omega = 2p, \omega = \frac{2}{3}p, \omega = \frac{2}{5}p$ і т.д. по відношенню до можливої малої несиметрії пружної характеристики. Для нелінійної системи поблизу вказаних точок перетину у відповідних зонах нестійкості основного режиму реалізуються режими порядку $\frac{1}{2}, \frac{3}{2}, \frac{5}{2}, \dots$ і т.д.

З приводу топології інваріантних кривих при самозбудженні субгармонічних режимів можна зазначити наступне. Використовуючи метод точкових відображень у теорії нелінійних коливань Ю.І. Неймарка [23] можна отримати характерне розбиття фазового простору $(q, \dot{q})$ на траєкторії при самозбудженні субгармонічних режимів різного порядку.

Єдиний основний режим у зоні нестійкості не має своєї області тяжіння, і будь-які початкові умови призводять до субгармонічного режиму того чи іншого порядку. Після переходу границі області нестійкості спочатку з'являється невелика, а потім зростаюча область тяжіння основного режиму за рахунок зменшення області тяжіння субгармонічних режимів.

Системи з поліноміальними пружними характеристиками можна описати наступним чином:

$$f(q) = \sum_{n=1}^{\infty} \alpha_n q^n, \quad n = 1, 3, 5, \dots \quad (48)$$

Використовуючи спосіб прямої лінеаризації, запропонований Я.Г. Пановком [24], визначимо частоту вільних коливань для симетричної системи (48), яка адекватно описує пружні властивості культиваторних лап з пружними підвісками, що мають у своєму складі одну плоску пружину:

$$p^2(a) = \alpha_1 + \frac{5}{7} \alpha_3 a^2 + \frac{5}{9} \alpha_5 a^4 + \dots, \quad (49)$$

де a – амплітуда нелінійних коливань системи.

Розглянемо приклад, заснований на використанні співвідношення (49):

$$f(q) = \tilde{a} \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{2}q\right), \quad 0 \leq |q| \leq 1. \quad (50)$$

Розкладемо функцію (50) у ряд, згідно (49), для системи з характеристикою (50) маємо наступне значення квадрата частоти вільних коливань:

$$p^2 = \tilde{a} \left(\frac{\pi}{2} + \frac{5}{7} \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{\pi^3}{2^3} \cdot a^2 + \frac{5}{9} \cdot \frac{2}{15} \cdot \frac{\pi^5}{2^5} a^4 + \dots \right). \quad (51)$$

Стосовно областей тяжіння періодичних режимів у системі з одним ступенем вільності руху з нелінійними пружними характеристиками гладкого типу можна зазначити наступне.

У роботі [18] розглянуті області тяжіння періодичних режимів у системі з різними кусково-лінійними пружними характеристиками, для яких раніше були отримані еталонні розв'язки. Ці ж питання можна вирішити й для системи з гладкими нелінійними пружними характеристиками, не застосовуючи при цьому кусково-лінійної апроксимації, а безпосередньо використовуючи чисельне інтегрування на ПЕОМ й метод точкових відображень.

Зазначимо, що побудова областей тяжіння для системи з неперервними нелінійними характеристиками не представляє ніякий принципових труднощів. Крім того, у системах з «близькими» пружними характеристиками, але заданими за допомогою різних аналітичних виразів, топологія областей тяжіння якісно подібна й близька кількісно.

У якості методу дослідження можна застосувати стробоскопічний варіант методу точкових відображень з відображенням через період вимушеної сили; інтегрування на періоді можна здійснити, використовуючи δ -метод чи метод Рунге-Кутта [18].

Аналіз коливань у системі з несиметричною триланцюговою пружною характеристикою. Розглянемо можливість виникнення коливань у пружних підвісках культиваторних лап, до складу яких входять дві пружини (плоска та циліндрична).

Зведену пружну характеристику таких систем можна умовно подати у наступному вигляді:

$$f(x) = \begin{cases} p_2^2 x - (p_2^2 - p_1^2) \Delta_1, & x = \Delta_1, \\ p_1^2 x, & -\Delta_2 \leq x \leq \Delta_1, \\ p_3^2 x + (p_3^2 - p_1^2) \Delta_2, & x \leq -\Delta_2, x \equiv q. \end{cases} \quad (52)$$

Співвідношення між p_1, p_2 й p_3 можуть бути довільні. Як правило у культиваторних лапах з таким типом пружної підвіски $\Delta_2 \rightarrow 0$. Але для узагальнення отриманих результатів ми розглянемо тут випадок $\Delta_2 \neq 0, (\Delta_1, \Delta_2) > 0$.

Спочатку розглянемо вільні коливання, можливі у такій системі, та їх основні характеристики (амплітуди, частоти, періоди). Зокрема, період вільних коливань, які охоплюють усі три ділянки (52), $T = 2(t_1 + t_2 + t_3)$, можна визначити зі співвідношень:

$$\begin{cases} t_1 = \frac{1}{p_1} \left(\pi - \arctg \sqrt{\left(\frac{a_1}{\Delta_1} - 1\right)(1 - \beta_2)} - \right. \\ \quad \left. - \arctg \sqrt{\left(\frac{a_2}{\Delta_2} - 1\right)(1 + \beta_3)} \right), \\ t_1 = \frac{1}{p_2} \arccos\left(\frac{1}{\beta_2}\right), \quad t_3 = \frac{1}{p_3} \arccos\left(\frac{1}{\beta_3}\right). \end{cases} \quad (53)$$

У цих виразах:

$$\beta_i = 1 + \frac{p_i^2}{p_1^2} \left(\frac{a_{i-1}}{\Delta_{i-1}} - 1 \right), \quad i = (2, 3). \quad (54)$$

Частота вільних коливань із врахуванням [18] має вигляд:

$$p = \pi / (t_1 + t_2 + t_3) \quad (55)$$

Залежність між максимальним відхиленням a_1 та a_2 має наступний вигляд:

$$a_1 = \left(1 - \frac{p_1^2}{p_3^2}\right) \Delta_2; \quad a_2 = \left(\frac{p_1^4}{p_3^4} \Delta_2^2 - \frac{p_1^2}{p_3^2} (\Delta_2^2 - 2\Delta_1 a_1 + \Delta_1^2) + \frac{p_2^2}{p_3^2} (a_1 - \Delta_1)^2\right)^{1/2} \quad (56)$$

Слід зазначити, що подібні співвідношення отримані й у [18], але мають численні помилки й невідповідності, які усунені у (56).

При збільшенні розмаху коливань частота вільних коливань у таких системах прямує до $p = \frac{2p_1 p_3}{(p_1 + p_3)}$, а області тяжіння періодичних режимів (при дослідженні вимушених коливань) близькі до тих, які виникають у системах з білінійною пружною характеристикою.

Висновки

1. Теоретичний аналіз руху ґрунтообробних робочих органів на пружній підвісці можливо виконувати, базуючись на розривній моделі автоколивань. Отримані таким чином залежності містять основні конструктивні та експлуатаційні параметри і дозволяють використовувати розрахунки динамічних деформацій і напружень у елементах при проектуванні, що сприяє більш точному прогнозування механічної надійності за раптовим або втомним руйнуванням (особливо при додатковому врахування ще й низки стохастичних факторів, що впливають на процеси динамічного навантаження у реальній експлуатації).

2. Для аналізу коливань подібних механічних систем перш за все необхідно мати пружну характеристику цієї системи, тобто графічну або аналітичну залежність між статичним навантаженням на систему (F) й відповідним цьому навантаженню переміщенням (q). Аналіз пружних характеристик конструкцій коливних систем показав, що системи які мають один пружний елемент, мають і лінійний характер відновлюючої сили. Конструкції, які складаються з кількох пружних елементів, мають нелінійну залежність між прикладеним навантаженням й переміщенням. Проаналізувавши усі вище перераховані системи, що складаються з кількох пружних елементів, автори даного дослідження у змозі припустити, що використання нелінійної характеристики системи, зокрема, кусково-лінійної, покращує енергетичні й агротехнічні показники пружної підвіски.

3. Пружна підвіска робочих органів культиватора дозволяє при правильному виборі її параметрів значно покращити енергетичні й агротехнічні показники якості роботи культиватора за рахунок (субгармонічних) коливань робочого органа. Застосування пружної підвіски з нелінійною

характеристикою відновлюючої сили дозволяє забезпечувати (субгармонічні) коливання й високі значення показників якості у широкому діапазоні змін умов роботи (глибини обробітку, твердості, вологості ґрунту та ін.). Тому переважна більшість сучасних культиваторів забезпечені саме такою підвіскою. Для розрахунку параметрів пружної підвіски з нелінійною характеристикою відновлюючої сили може бути застосована теорія коливань суттєво нелінійних систем.

4. Для систем з різними видами нелінійних несиметричних пружних характеристик при певних співвідношеннях параметрів мають місце явища самозбудження субгармонічних коливань при різних видах симетричної вимушеної сили. Неважко впевнитись у тому, що й несиметричні вимушені сили при дії на систему з симетричною пружною характеристикою призводять до того ж ефекту.

5. Для систем з неправильними нелінійними характеристиками, які описують пружні підвіски культиваторних лап, у яких присутня лише плоска пружина мають області тяжіння періодичних режимів такі ж, як і у систем, що описуються «близькими» пружними характеристиками, але заданими за допомогою різноманітних аналітичних виразів, а топологія областей тяжіння якісно подібна й близька кількісно. Останній факт не є загально визнаним, оскільки при використанні наближених методів для дослідження нелінійних систем у ряді випадків роблять необґрунтовані висновки про можливість чи неможливість існування тих чи інших періодичних режимів, зокрема субгармонічних, у залежності від виду математичного запису пружної характеристики. Зокрема, у деяких роботах стверджується, що показник степеня у поліноміальній пружній характеристиці визначає можливий порядок субгармонічних режимів. З точки зору авторів даного дослідження, це помилкове твердження.

6. Отримані у роботі результати можуть бути у подальшому використані для уточнення й удосконалення існуючих інженерних методів розрахунку культиваторних лап з пружною підвіскою, здатних підтримувати субгармонічні коливання, як на стадіях їх проектування/конструювання, так і у режимах реальної експлуатації (з метою отримання енергоощадних робочих органів).

Список літератури

1. Краснощеков Н. В., Котов П. М. К обоснованию жёсткости упругой стойки рабочих органов против эрозионного культиватора КПЭ-3,8. Исследование и совершенствование почвообрабатывающих машин. Москва. 1971. С. 161–170.
2. Рябцев Г. А. Технологические показатели работы культиваторов с упругой подвеской. Вестник сельскохозяйственной науки. 1970. № 12. С. 84–85.
3. Рябцев Г. А. Работа культиватора с упругой подвеской лап на повышенных скоростях. Техника в сельском хозяйстве. 1974. № 6. С. 84–85.
4. Кушнарёв А. С., Волков Л. Н., Базаров В. П. К вопросу снижения тягового сопротивления и

улучшение агротехнический показателей культиваторов с упругой подвеской рабочих органов. Научные основы проектирования сельскохозяйственных машин. Ростов. РостИСХМ. 1980. С. 77–85.

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

6. Шевченко И. Экспериментально-теоретическое обоснование параметров рабочих органов с упругими стойками культиваторов для предпосевной обработки почв: Дис. ... канд. техн. наук. Москва. 1988. 176 с.

7. Кушнарёв С. А. Обоснование энергосберегающих технологических процессов обработки почв и параметров упругих рабочих органов для условий южной степной зоны Украины: Дис. ... канд. техн. наук. Глеваха, 1998. 194 с.

8. Дюжаев В. П. Построение математической модели колебательной системы рабочий орган-почва. Труды ТГАА. Мелитополь, 1998. Т. 5. С. 77–82.

9. Войтюк Д. Г., Човнюк Ю. В., Діктерук М. Г., Гуменюк Ю. О., Гуцол О. П. Виникнення параметричних коливань та резонансів культиваторів з пружною підвіскою робочих органів. Міжвідомчий науковий збірник. Глеваха, 2013. Вип. 98. Том 1. С. 376–384.

10. Базаров В. П. Дополнительный упругий элемент и его влияние на упругую подвеску. Конструирование и технология производства сельскохозяйственных машин. 1980. №10. С. 9–11.

11. Бидерман В. П. Теория колебаний. Москва. Высшая школа. 1980. 408 с.

12. Бабаков И. М. Теория колебаний. Москва. Наука, 1965. 559 с.

13. Войтюк Д. Г., Човнюк Ю. В., Діктерук М. Г., Гуменюк Ю. О., Гуцол О. П. Физико-механический анализ автоколебательных режимов работы вибрационной рыхлительной лапы культиватора. Вібрації в техніці та технологіях. 2012. Вип. 4(68). С. 24–30.

14. Гринченко О. С., Алфьоров О. І., Савченко В. Б., Юр'єва Г. П. Теоретичний аналіз автоколивань ґрунтообробних органів на пружній підвісці з урахуванням стохастичних факторів. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. 2016. № 5. С. 222–226.

15. Гринченко А. С., Алфьоров А. И. Теоретические модели функционирования и обеспечения механической надежности культиваторов с подпружиненными рабочими органами. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Кіровоград, 2015. Вип. 45. Частина І. С. 205–212.

16. Василенко Н. В. Теория колебаний. Киев. Высшая школа. 1992. 430 с.

17. Пановко Я. Г. Введение в теорию механических колебаний. Москва. Наука, 1980. 272 с.

18. Закрыжевский М. В. Колебания существенно-нелинейных механических систем. Рига: Зинатне, 1980. 190 с.

19. Хаяси Т. Нелинейные колебания в физических системах. Москва. Мир, 1968. 432 с.

20. Хвингия М. В. Колебания и устойчивость упругих систем машин и приборов. Тбилиси. Мециниереба, 1974. 284 с.

21. Закржевский М. В., Иванов Ю. М., Федоренко А. Н. Самовозбуждение субгармонических колебаний в неавтономной колебательной системе с билинейной упругой характеристикой. В кн.: Виброзащита человека-оператора и колебания в машинах. Москва. Наука, 1977. С. 376–384.

22. Кобринский А. Е. Механизм с упругими связями. Москва. Наука, 1964. 390 с.

23. Неймарк Ю. И. Метод точечных отображений в теории нелинейных колебаний. Москва. Наука, 1972. 472 с.

24. Пановко Я. Г. Основы прикладной теории упругих колебаний. Москва. Машиностроение, 1967. 316 с.

References

1. Krasnoshchekov, N. V., Kotov, P. M. (1971). To justify the stiffness of the elastic working organs stand against the erosion of the cultivator KPE-3,8. Research and development of tillage machines. Moscow. 161-170.

2. Ryabtsev, G. A. (1970). Technological performance of cultivators with an elastic suspension. Journal of farm Sciences. No 12. 84-85.

3. Ryabtsev, G. A. (1974). Work of cultivators with an elastic suspension legs at high speeds. Equipment in agriculture. No 6. 84-85.

4. Kushnarev, A. C., Volkov, L. N., Bazarov, V. P. (1980). The issue of reducing the traction resistance and improved agronomic performance of the cultivators with an elastic suspension of working bodies. Scientific bases of designing of agricultural machines. Rostov. Rascism. 77-85.

5. Kushnarev, A., Shevchenko, I., Dugaev, V., Kushnarev, S. (2008). Mechanics of interaction of working bodies on an elastic suspension with the soil. Technique APK. No 8. 22-25.

6. Shevchenko, I. (1988). Experimentally-theoretical substantiation of parameters of working bodies with elastic stands cultivators for pre-sowing treatment of soil: Dis. kand. tech. Sciences. Moscow. 176.

7. Kushnarev, S. A. (1998). Substantiation of power saving processing of soil and the elastic parameters of working bodies for the conditions of southern steppe zone of Ukraine: Dis. kand. tech. Sciences. Glevaha, 194.

8. Dugaev, V. P. (1998). Mathematical model of the oscillating system working on the soil. Proceedings of TGAA. Melitopol', Vol. 5. 77-82.

9. Voytyuk, D. G., Chovnyk, Yu. V., Dickery, M. G., Gumenyuk, A. Y., Gutsol, O. P. (2013). Occurrence of parametric vibrations and resonances of the cultivators with an elastic suspension of working bodies. The interdepartmental scientific collection. Glevaha, Vol. 98. Volume 1. 376-384.

10. Bazarov, V. P. (1980). Additional elastic element and its influence on the elastic suspension. Design and production technology of agricultural machinery. No 10. 9-11.

11. Biderman, V. P. (1980). Theory of oscillations. Moscow. High school. 408.

12. Babakov, S. M. (1965). Theory of vibrations. Moscow. Nauka, 559.

13. Voytyuk, D. G., Chovnyk, Yu. V., Dickery, M. G., Gumenyuk, A. Y., Gutsol, O. P. (2012). Physico-mechanical analysis of self-oscillating modes of vibration loosening the clutches of the cultivator. Vibration in engineering and technology. Vol. 4(68). 24-30.

14. Grinchenko, A. S., Alferov, A. I., Savchenko, V. B., Yuriev, G. P. (2016). Theoretical analysis for oscillation tillage bodies on an elastic suspension with the consideration of stochastic factors. Technical services agricultural, forestry, and transport complexes. No 5. 222-226.

15. Grinchenko, A. S., Alferov, A. S. (2015). Theoretical models of functioning and ensure mechanical reliability of cultivators with spring tines. The national interdepartmental scientific-technical collection. Kirovograd, Vol. 45. Part. 205-212.

16. Vasilenko, N. V. (1992). Theory of oscillations. Kiev. High school. 430.

17. Panovko, J. G. (1980). Introduction to the theory of mechanical vibrations. Moscow. Nauka, 272.

18. Zakrzewski, N. V. (1980). Vibrations of essentially nonlinear mechanical systems. Riga: Zinatne, 190.

19. Hayashi, T. (1968). Nonlinear oscillations in physical systems. Moscow. Mir, 432.

20. Khvingia, M. V. (1974). Vibrations and stability of elastic systems and machines. Tbilisi. Marinieres, 284.

21. Zakrzewski, N. V., Ivanov, Yu. M., Fedorenko, A. N. (1977). The self-excitation of subharmonic oscillations in a nonautonomous oscillatory system with bilinear elastic characteristic. In the book: Protection of the human operator and the fluctuations in the machines. Moscow. Science, 376-384.

22. Kobryn, A. E. (1964). Mechanism with elastic links. Moscow. Science, 390.

23. Neimark, Yu. S. (1972). The method of point mappings in the theory of nonlinear oscillations. Moscow. Science, 472.

24. Panovko, J. G. (1967). Fundamentals of applied theory of elastic vibrations. Moscow. Mechanical engineering, 316.

ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ И МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ С ГРУНТОМ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ НА УПРУГОЙ ПОДВЕСКЕ

Д. Г. Войтюк, Ю. О. Гуменюк, Ю. В. Човнюк

Аннотация. Проведен физико-механический анализ процессов взаимодействия рабочих органов почвообрабатывающих машин на упругой подвеске с обрабатываемой средой. Теоретически рассмотрены возможные колеблющиеся движения рабочих органов типа субгармонических колебаний в зависимости от нелинейной упругой характеристики подвески. Установлены основные характеристики субгармонических колебаний: амплитуды, частоты, условия возникновения, устойчивость основного решения. Анализ подобных механических систем проведен с использованием их упругой характеристики, то есть графической или аналитической зависимости между статической нагрузкой на систему (F) и соответствующему этой нагрузке перемещению (q). Анализ упругих

характеристик конструкций колеблющихся систем показал, что те системы, которые имеют один упругий элемент (пружину), имеют и линейный характер восстанавливающей силы. Конструкции, состоящие из нескольких упругих элементов (плоская и цилиндрическая пружины), имеют нелинейную зависимость между приложенной нагрузкой и перемещением. Использование нелинейной характеристики системы, в частности, кусочно-линейной, существенно улучшает энергетические и агротехнические показатели упругой подвески при обработке почвы. В качестве метода анализа использован метод подгонки и подходы, развитые профессором Закржевским М.В.

Ключевые слова: анализ, моделирование, взаимодействие, рабочий орган, сельскохозяйственные машины, упругая подвеска, почва.

PHYSICO-MECHANICAL ANALYSIS AND MODELING OF INTERACTION SOIL TILLAGE WORKING BODIES ON ELASTIC SUSPENSION

Voytyuk D. G., Gomeniuk Yu. O., Chovnyuk Yu. V.

Abstract. Physical-mechanical analysis of processes of interaction of tillage tools of cultivators is equipped with a spring suspension with a treated environment was carried out. Theoretically, considered possible oscillatory movements of tillage tools such as subharmonic oscillations, depending on the nonlinear elastic characteristics of the suspension. The basic characteristics of subharmonic oscillations are established: amplitudes, frequencies, conditions of origin, stability of the basic solution. An analysis of such mechanical systems is carried out using their elastic characteristics, that is, the graphical or analytical relationship between the static load on the system (F) and the corresponding displacement load (q).

The analysis of the elastic characteristics of the structures of oscillatory systems has shown that those systems that have one elastic element (a spring) also have a linear nature of the restoring force. Structures that consisting with several elastic elements (flat and cylindrical springs) have a nonlinear relationship between applied load and displacement. The use of nonlinear characteristics of the system, in particular, lump-linear, significantly improves the energy and agro-technical parameters of the elastic suspension during the processing of soils. As a method of analysis, the method of attachment and approaches developed by professor Zakrzewski M.V.

Key words: analysis, modeling, interaction, tillage tool, agricultural machines, spring suspension, soil.

УДК 001.891.54

ДИВЕРСИФІКАЦІЯ МАШИНОВИПРОБУВАНЬ – НАУКОВЕ ЯДРО МАШИНОЗНАВСТВА ТА АГРОІНЖЕНЕРІЇ

В. І. Кравчук

Державна наукова установа «Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого», Україна.

Кореспонденція автора: kravchukvi@ukr.net.

Історія статті: отримано – вересень 2018, акцентовано – листопад 2018.

Бібл. 5, рис. 1, табл. 0.

Анотація. Розглянуто роль машиновипробувань у розвитку машинознавства, машинобудування, машинвикористання та агроінженерії. Зазначено, що сьогодні випробування сільськогосподарської техніки і обладнання є джерелом прикладних наукових досліджень у науково-дослідних інститутах, конструкторських організаціях та вищих навчальних закладах аграрного спрямування та основою для вирішення базового завдання агроінженерії – нагодувати світ, зберегти планету.

Ключові слова: агровиробництво, технічне забезпечення, сільськогосподарська техніка і обладнання, випробування, прогнозування, технічне регулювання, машинобудування, машинвикористання, машинознавство, агроінженерія.

Постановка проблеми

В історичному контексті машиновипробування були започатковані у формі конкурсних випробувань з порівняльною оцінкою якості роботи у другій половині XVIII століття в часи розвитку кустарного і промислового виробництва сільськогосподарських машин і знарядь [1, 2].

Аналіз останніх досліджень

У подальшому машиновипробувальні станції (МВС) формувались, як правило, на базі навчальних організацій (інститутів) із залученням до роботи викладацького складу, аспірантів та студентів. Зокрема, у 1895 році організовано першу в Україні машиновипробувальну станцію у Харкові при Технологічному інституті, у 1900 році організовано другу МВС при Київському політехнічному інституті.

Мета досліджень

При цьому функції МВС визначались зв'язком <машиновипробування-машинознавство> та здійснювалися з метою вдосконалення машин на базі комплексних досліджень наявних конструкцій,

створення й апробації нових технічних рішень та районуваного використання машин.

Результати досліджень

На сучасному етапі функції випробувань сільськогосподарської техніки й обладнання, як рушія розвитку сільськогосподарського машинобудування, набули нового змісту – <складова машинобудування та формування ринку техніки – формування стратегії розвитку технічної політики>, а з 2015 року на підставі Угоди про асоціацію між Україною та ЄС і Закону України “Про технічні регламенти і оцінку відповідності” розпочалась диверсифікація випробувань в умовах євроінтеграції: повна гармонізація до Європейських вимог, процедур і норм, які регулюють допуск на ринок та введення в експлуатацію сільськогосподарської техніки [3–5].

З урахуванням досвіду європейських країн і Коаліційної угоди від 27 листопада 2014 року та Угоди про асоціацію між Україною та ЄС від 1 вересня 2017 року узагальнена модель машиновипробувань передбачає взаємозв'язок між технічною та новою продовольчою політикою, які знаходяться в рамках нормативно-технічного регулювання (рис. 1).

Згідно з вимогами гармонізованих процедур передбачено оцінку відповідності вимогам технічних регламентів:

- сільськогосподарської техніки з підвищеним ступенем ризику;
- сільськогосподарської техніки з незначним ступенем ризику;
- сільськогосподарської техніки з додатковими вимогами (обприскувачі).

Сьогодні машиновипробування відповідно до нормативної бази поділяються на:

- державні (приймальні випробування нових зразків технічних засобів для АПК та з метою оцінки відповідності в законодавчо врегульованій сфері);
- на замовлення виробників та споживачів техніки з метою достовірного висвітлення споживчих характеристик технічних засобів;

Узагальнена модель функцій машиновипробувань як наукового ядра машинознавства та агроінженерії

Коаліційна угода (27 листопада 2014 р п0001001-15)
Угода про асоціацію між Україною та ЄС
(1 вересня 2017 р.)

Законодавча та нормативна база
Програма діяльності КМУ (11 грудня 2014 р № 26-VIII)
Стратегія сталого розвитку "Україна-2020"
(12 січня 2015 р №5/2015)



Рис. 1. Узагальнена модель машиновипробувань.

- на замовлення виробників та постачальників техніки (постановка машин на виробництво та їх модернізація, контроль якості серійної техніки).

Результати науково-випробувальних досліджень використовуються в галузях:

- *агроінженерії* – для моніторингу ринку сільськогосподарської техніки й обладнання України за структурою, споживчими якостями та технічним рівнем; у процесі розроблення проектів концепцій і програм розвитку технічної політики в АПК України; для формування інформаційної бази інженерно-технічного забезпечення;

- *машинобудування* – створення пріоритетного переліку техніки II-III поколінь для імпортозаміщення; розроблення прогнозу розвитку машинобудування; забезпечення провайдингу продукції машинобудування;

- *створення та впровадження сучасних техніко-технологічних рішень* – визначення стану та світових тенденцій розвитку технологій виробництва сільськогосподарської продукції; розроблення оптимізованих проектів складу МТП для виробництва сільськогосподарської продукції в різних природно-кліматичних зонах України; розроблення основ створення формувань з надання технологічних послуг;

- *трансферу інновацій* – формування інформаційної бази інженерно-технічного забезпечення; у процесі проведення та фахового

супроводу Днів поля, конференцій, семінарів, круглих столів, освітянських заходів тощо.

Як приклад, результати порівняльних функціональних випробувань (фокус-тесту) ґрунтообробних знарядь на водонепроникнення ґрунту, проведених в УкрНДІПВТ імені Леоніда Погорілого, засвідчили, що чизель-глибокорозпушувач ЧГ-40-02 виробництва ТОВ "Краснянське СП "Агромаш" з асиметричними стійками та лапами у вигляді ламаних площин доцільно використовувати в господарствах з важкими ґрунтами і невеликим горизонтом залягання гумусу, які мають технологічні традиції й культуру використання оранки, водночас мають альтернативу вибору знаряддя зі значно вищою продуктивністю (ширина захвату глибокорозпушувача 4 м проти 1,65 м у плуга), в той час як чизель-глибокорозпушувач ЧГ-40 того ж виробника з клиновидним долотом, криволінійними площинами та різальним сегментом за змінами в структурі ґрунту ідеально підходить для зяблевого обробітку ґрунту, оскільки забезпечує поглинання будь-якої кількості води в осінньо-зимовий період, а також може бути рекомендованим для обробітку схилів, щоб запобігти стіканню води.

Необхідно зазначити, що рекомендації за результатами випробувань з доопрацювання робочих органів сільськогосподарської техніки для кожної із 17 груп машин є підґрунтям для розкриття потенціалу

підприємств вітчизняного сільгоспмашинобудування з виробництва технічних засобів II-III покоління.

Окрім того, результати науково-випробувальних досліджень з урахуванням прогнозних викликів для аграрної науки та динаміки кліматичних змін сприяють вирішенню більш глобальних проблем, визначених Європейською асоціацією агроінженерів (Клуб Болонья, Італія) – "Нагодувати світ, зберегти планету" на основі сучасного сільськогосподарського машинобудування та інформаційно-керівних систем для ефективного використання природного потенціалу.

Висновки

1. Машиновипробування з моменту їх започаткування, який сягає коренями у другу половину XVIII століття, та до сьогоднішнього часу функціонально є невід'ємним елементом машинознавства і в процесі реформувань практично стало ядром машинобудування, машиновикористання та агроінженерії.

2. Випробування сільськогосподарської техніки й обладнання як унікальний вид наукової діяльності (з урахуванням досвіду європейських країн, де вони є функцією держави) є джерелом прикладних наукових досліджень в науково-дослідних інститутах, конструкторських організаціях та вищих навчальних закладах аграрного спрямування.

3. Результати науково-випробувальних досліджень є підґрунтям для фундаментальних досліджень в галузі екології, використання природних ресурсів і, в контексті європейського напрямку розвитку агроінженерії, основою для вирішення базового завдання - нагодувати світ, зберегти планету.

Список літератури

1. *Розвиток системи випробувань сільськогосподарської техніки в Україні.* За ред. Кравчука В. І. Київ. Фенікс, 2008. 131 с.

2. *Присяжнюк М. В., Петриченко В. Ф., Кравчук В. І.* Машиновипробування – невід'ємна складова технічної модернізації АПК. Київ. Аграрна наука, 2013. 106 с.

3. *Біосфера та агротехнології: інженерні рішення.* За ред. Кравчука В. І. Дослідницьке: УкрНДІПВТ імені Леоніда Погорілого, 2015. 239 с.

4. *Кравчук В. І., Хайліс Г. А., Кушнар'єв А. С.* Дослідження сільськогосподарської техніки. Дослідницьке: УкрНДІПВТ імені Леоніда Погорілого, 2016. 328 с.

5. *Науково-випробувальні дослідження сільськогосподарської техніки і технологій: розвиток і диверсифікація.* За ред. Кравчука В. І. Дослідницьке: УкрНДІПВТ імені Леоніда Погорілого, 2018. - 240 с.

References

1. *Development of system for the testing of agricultural machinery in Ukraine.* (2008). Ed. by V. I. Kravchuk. Kyiv. Phoenix, 131.

2. *Prisyazhnyuk, N. V., Petrychenko, V. F., Kravchuk, V. I.* (2013). Mashinobudivna is an integral part of the technical modernization of agriculture. Kiev. Agricultural science, 106.

3. *Biosphere and agricultural technology: engineering solutions.* (2015). Ed. by V. I. Kravchuk. Doslidnetske: Ukrniimet named after Leonid Pogorelyi, 239.

4. *Kravchuk, V. I., Halis, G. A., Kushnarev, A. S.* (2016). Research of agricultural machinery. Doslidnetske: Ukrniimet named after Leonid Pogorelyi. 328.

5. *Research and testing of agricultural machinery research and technology development and diversification.* (2018). Ed. by V. I. Kravchuk. Doslidnetske: Ukrniimet named after Leonid Pogorelyi. 240.

ДИВЕРСИФІКАЦІЯ МАШИНОИСПЫТАНИЙ – НАУЧНОЕ ЯДРО МАШИНОВЕДЕНИЯ И АГРОИНЖЕНЕРИИ

В. И. Кравчук

Аннотация. Рассмотрена роль машиноиспытаний в развитии машиноведения, машиностроения, машиноиспользования и агроинженерии. Отмечено, что сегодня испытание сельскохозяйственной техники и оборудования является источником прикладных научных исследований в научно-исследовательских институтах, конструкторских организациях и высших учебных заведениях аграрного направления и основой для решения базовой задачи агроинженерии – накормить мир, сохранить планету.

Ключевые слова: агропроизводство, техническое обеспечение, сельскохозяйственная техника и оборудование, испытания, прогнозирование, техническое регулирование, машиностроение, машиноиспользования, машиноведение, агроинженерия.

DIVERSIFICATION OF MECHANICAL TESTS – SCIENTIFIC CORE OF ENGINEERING AND AGROENGINEER

Kravchuk V. I.

Abstract. The role of mechanical testing in the development of science, engineering, and mechanical structure agroengineer. It was noted that today the testing of agricultural machinery and equipment is a source of applied scientific research in research institutes, design organizations and higher educational institutions of the agrarian areas and the basis for the solution of basic tasks agroengineer – to feed the world, save the planet.

Key words: agricultural production, technical supply and agricultural machinery and equipment, testing, forecasting, technical regulation, mechanical structure, mechanical use, engineering, agro engineering.

УДК 537.868:612.014.42

БЕЗПЕКА ВИКОРИСТАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ БІОТЕРМІЧНОЇ ОБРОБКИ РОСЛИННИХ ВІДХОДІВ

О. С. Полянський¹, О. В. Дьяконов², О. С. Скрипник³, В. І. Д'яконов³

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна.

²Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, Україна.

³Харківський національний університет міського господарства імені О. М. Бекетова, Україна.

Кореспонденція авторів: khadi.pas@gmail.com, elenases2015@gmail.com.

Історія статті: отримано – вересень 2018, акцентовано – листопад 2018.

Бібл. 17, рис. 2, табл. 1.

Анотація. Розглянуті проблеми нормування електромагнітних випромінювань. В даній статті розповідається про фізику впливу мікрохвильового випромінювання на різні матеріали і людини, про відмінність мікрохвильового і іонізуючого випромінювання, про захист від мікрохвильового випромінювання і про існуючі в світі стандарти при роботі з НВЧ. Описані сучасні підходи до встановлення гранично-допустимих рівнів ЕМВ та можливі зміни в організмі людини під впливом високочастотних випромінювань, наведено основні способи та засоби захисту від них. Охарактеризовано найбільш поширені джерела електромагнітного поля, під впливом якого знаходиться кожна людина. Обговорюються перспективи досліджень, спрямованих на уніфікацію та оптимізацію міжнародних та національних нормативів гранично допустимих рівнів впливу електромагнітних випромінювань на людину.

Виявлено що потужність випромінювання, що поглинається матеріалом (деревиною) регулювати неможливо, вона залежить від виду рослинних відходів, їх вологості і форми. Встановлено, що необхідно правильно вибирати потужність випромінювання, що поглинається захистом і потужність випромінювання НВЧ джерела з урахуванням, що для забезпечення фонові потужності, яка може впливати на людей.

Розглядається методика вибору захисту від впливу кількох джерел ЕМВ що в даний час є проблемою і вимагає виконання групи заходів, а процес їх реалізації є досить трудомістким і пов'язаний в деяких випадках зі значними матеріальними витратами. Вибір засобів захисту ускладнюється необхідністю одночасного обліку параметрів декількох складових ЕМП, електричних і магнітних властивостей матеріалів екрану, його конструкції, геометричних розмірів та ін.. Представлена математична модель обмеження потужності НВЧ установки для сушіння деревини, що враховує гранично-допустиме значення фонові енергії.

Ключові слова: нормування електромагнітних випромінювань, сушіння рослинних відходів, НВЧ установка

Поставлення проблеми

У сучасному світі широко використовуються різні технічні пристрої, які пов'язані з витоком електромагнітної енергії, як у виробничих, так і побутових умовах. Така техніка підвищує продуктивність виробництва та зменшує виробничі витрати.

Агропромисловий комплекс (АПК) активно використовує хвилі НВЧ для сушіння рослинних відходів, які завжди є супутнім матеріалом при лісозаготівлі а також зборі зернових і технічних культур. При впливі мікрохвиль нагрів фізичних тіл, у переважній більшості випадків, відбувається шляхом передачі тепла зовні всередину за рахунок теплопровідності. На НВЧ при раціональному підборі частоти коливань і параметрів камер, де відбувається перетворення НВЧ енергії в теплову, можна отримати відносно рівномірне виділення тепла за об'ємом тіла. Ефективність перетворення енергії електричного поля в тепло зростає прямо пропорційно частоті коливань і квадрату напруженості електричного поля. Однак зі збільшенням частоти електромагнітних коливань зменшується глибина проникнення останніх в оброблюваний матеріал. Важлива перевага НВЧ нагріву – теплова безінерційність, тобто можливість практично миттєво включати і виключати тепловий вплив на оброблюваний матеріал. Звідси висока точність регулювання процесу нагріву і його відтворюваність. Перевагою НВЧ нагріву є також принципово високий ККД перетворення НВЧ енергії в теплову, що виділяється в обсязі тіла, значення цього ККД близько до 100%. Теплові втрати в підвідних трактах зазвичай невеликі, і стінки хвильоводів і робочих камер залишаються практично холодними, що створює комфортні умови для обслуговуючого персоналу. Важливою перевагою НВЧ нагріву є можливість здійснення і практичного застосування нових незвичайних видів нагріву, наприклад, виборчого, рівномірного, надчислого, саморегульованого.

В умовах забруднення навколишнього середовища електромагнітним випромінюванням розробка заходів захисту людини з урахуванням, того що процеси пов'язані з використанням джерел електромагніт-

ного випромінювання (ЕМВ), створюють електромагнітні поля (ЕМП) часто з істотним перевищенням гранично допустимих рівнів [6–9] є надзвичайно актуальним. При цьому небезпека електромагнітних випромінювань часто недооцінюється, а необхідний захист застосовується не у всіх випадках, не дивлячись на те, що відповідні технології зазвичай вимагають постійної присутності персоналу.

Аналіз останніх досліджень

Одним з обов'язкових питань при розробці мікрохвильової техніки пов'язаний з визначенням витоків електромагнітної енергії. В даний час в світі існують два основні стандарти за рівнем безпеки мікрохвильового випромінювання. Один з них розроблений Американським національним інститутом стандартів (ANSI) і встановлює рівень безпечного випромінювання при щільності 10 мВт на квадратний сантиметр. Чинний в нашій країні стандарт в тисячу разів менше.

Це пояснюється умовами дефіциту досліджень в області нормування, прогнозування та захисту від ЕМВ. В даний час існують певні відмінності в стандартах безпеки (для деяких діапазонів в десятки і сотні разів), тому Всесвітня організація охорони здоров'я спрямовує діяльність різних міжнародних організацій по стандартизації електромагнітної безпеки (Європейський комітет з електротехнічного нормування CENELEC – Comité Européen de Normalisation Electrotechnique, Національний американський інститут стандартів ANSI – American National Standards Institute, Німецький інститут по нормуванню DIN – Deutsche Institut für Normung і ін.) на створення єдиних світових стандартів [6].

На даний момент причиною розбіжностей в нормативних документах різних країн є недостатня вивченість впливу електромагнітного поля (ЕМП) на людину і біоту, високі темпи впровадження нових видів джерел ЕМП і їх широкого поширення, збільшення різного роду ЕМП в місцях населення від негативного впливу ЕМВ в нашій країні запроваджено такі норми: ДСН № 239-96, ДСанПіН 3.3.6–096-2002, ДСанПіН 3.3.2.007-98, ГОСТ 12.1.002-84, ГОСТ 12.1.006-84 [1–5]. В існуючих умовах невизначеного шкідливого рівня впливу ЕМП для збереження здоров'я людської популяції розроблені також методи захисту, найбільш поширеними серед яких є [1]:

- захист часом (зниження до мінімуму часу контакту з джерелами ЕМВ);
- захист відстанню (зменшення інтенсивності випромінювання пропорційно квадрату відстані від джерела);
- інженерно-технічні заходи захисту (екранування ЕМП, зниження інтенсивності випромінювань, використання спеціального одягу і ін.).

Мета досліджень

Проаналізувати нормативно-правові документи спрямовані на дослідження в області нормування, прогнозування та захисту від ЕМВ, а також вплив на живі

тканини організму людини як з точки зору фізики явища на молекулярному рівні так і на рівні функціонування органів людського тіла. Через аналіз провести і узагальнення робіт показати передумови для посилення вимог гранично-допустимих рівнів при роботі на НВО і розробити модель, що дозволяє забезпечити безпеку експлуатації НВО при роботі на НВЧ установках.

Результати досліджень

Вирішення поставленої проблеми забезпечується використанням системного підходу та раціонального поєднання теоретичних і експериментальних досліджень, узагальнення та аналізу відомих наукових результатів. Під час дослідження процесу нагрівання брикетної маси з урахуванням взаємодії секцій НВЧ застосовано математичні методи розв'язання диференціальних рівнянь.

Сушіння рослинних відходів із застосування ЕМВ НВЧ діапазону має низку переваг перед іншими відомих методами [7], але при проектуванні установок для НВЧ сушіння необхідно враховувати вплив фонових випромінювань на обслуговуючий персонал і передбачати обмеження фонових випромінювань з урахуванням, як діючих норм, так і нових досліджень в області НВЧ випромінювань.

Говорячи про біологічну тканину, на яку впливають фонові електромагнітні випромінювання, слід згадати про молекулу води (рис. 1), так як людина на 70% складається з води. Молекула H_2O складається з двох позитивних зарядів у атомів водню і двох негативних зарядів на кисневому атомі. Молекула води має форму тетраедра (Таблиця 1). За рахунок такої форми, це дозволяє кожній молекулі утворювати в конденсованому стані до 4-х водневих зв'язків, у тому числі дві є дононими, дві акцепторними. Водневий зв'язок це перш за все зв'язок між позитивно зарядженим атомом водню однієї молекули і негативно зарядженим атомом іншої молекули, в даному випадку кисню. В результаті цього зв'язку і утворюється вода.

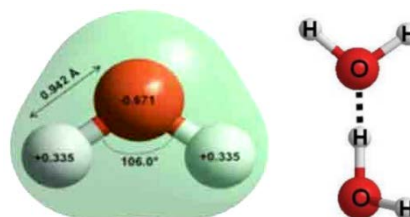


Рис. 1. Будова молекули і димера води.

При впливі електромагнітних хвиль на молекулу води відбувається деформація водневих зв'язків: зміна довжини О-Н або кутів Н-О-Н. Руйнування зв'язків між молекулами відбувається при короткохвильових електромагнітних впливах (від ультрафіолетового випромінювання і менше). Енергія кванта випромінювання в діапазоні від 300 МГц - до 300 ГГц менше енергії теплового руху молекул, енергії електронних переходів, коливної енергії молекул і енергії водневих зв'язків і може впливати на процеси тільки у вигляді керуючого впливу. А якщо таких квантів мільйон. У такому

випадку вся енергія мільйона квантів йде на нагрів молекули, як і води так і живої клітини.

Таблиця 1. Характеристики молекули води.

Довжина валентного зв'язку ОН, нм	0.0942
Кут НОН, град.	106,0
Електричний дипольний момент, Д	1,85
Енергія дисоціації, эВ	4,8
Енергія іонізації, эВ	12.6
Енергія водневого зв'язку в димері (H ₂ O) ₂ , эВ	0,24

Мікрохвильовий нагрів відбувається на поверхні тіл, всередині них відбувається так зване внутрішнє тертя і втратами на провідність (Джоулеве тепло). Будь-який біологічний продукт складається з дипольних молекул. Це такі молекули, на одному кінці яких є позитивний електричний заряд, а на іншому - негативний. Вода також складається із дипольних молекул. Один герц - це одне коливання в секунду, а так як сигнал має форму синуса, то герц - це один період синуса. Мегагерц - один мільйон коливань в секунду. За один період поля поляризація двічі встановлюється і двічі зникає. Спочатку диполі розташовані хаотично, тобто в різних напрямках. При прикладенні електричного поля диполі шикуються відповідно +/- (рис. 2.).

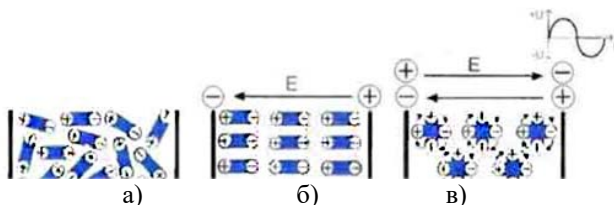


Рис. 2. Зміна напрямків диполів при прикладенні електромагнітного поля. а) Електричного поля немає, диполі розміщені хаотично. б) Диполі вишикувалися вздовж прикладеного електричного поля. в) Обертання диполів у змінному електричному полі.

А так як електричне поле змінне, то в один напівперіод диполі повертаються в одну сторону, а в інший напівперіод повертаються в іншу сторону, при цьому поворот таких частинок вимагає певного часу зване часу релаксації. В результаті максимум поляризації не збігається в часі з максимумом напруженості поля, тобто є зрушення фаз між напруженістю поля і поляризацією. Таким чином є зрушення фаз між напруженістю поля $\vec{E}$ і індукцією $\vec{D}$ який обумовлює втрати енергії W , які переходять в тепло. У векторному поданні - вектор $\vec{D}$ відстає від вектора $\vec{E}$ на кут d - кут діелектричних втрат. Коли молекули або іони орієнтуються полем, вони відчувають зіткнення з іншими частинками, при цьому розсіюється енергія. Для відчутних значень діелектричних втрат час релаксації має бути порядку періоду поля. Для води і спирту втрати проявляються в сантиметровому діапазоні довжин хвиль.

Енергія діелектричних втрат визначається як:

$$W_e = E^2 2\pi f \epsilon' \operatorname{tg} d \quad (1)$$

де E - напруженість електричного поля,

f - частота поля,

ϵ' - діелектрична проникність матеріалу,

$\operatorname{tg} d$ - тангенс кута діелектричних втрат.

Дана енергія перетворюється в теплову, викликаючи нагрівання діелектрика. Теоретично зміна температури на один кілограм речовини визначається наступним рівнянням:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{ke'' f E^2}{\rho C} \quad (2)$$

де k - константа,

e'' - фактор діелектричних втрат,

f - частота поля,

E - напруженість електричного поля,

ρ та C - щільність і теплоємність речовини відповідно.

Так як зміна поля відбувається швидко, то і молекули обертаються з великою швидкістю, між молекулами відбувається тертя, втрати енергії при обертанні, і вони утворюють тепло. Таким чином, при впливі мільйонів квантів мікрохвильового випромінювання на їжу, відбувається її нагрів за рахунок цих трьох процесів.

Майже неможливо заздалегідь розрахувати кількість променевої енергії, поглиненої тілом людини в конкретній ділянці електромагнітного поля і перетвореної в теплоту. Величина цієї енергії сильно залежить від основних електричних характеристик, положення, розмірів і структури м'язової і жирової тканин і напрямку падіння хвилі, тобто. Іншими словами, ця величина залежить від вхідного опору даної складної структури.

Напрямок поляризації падаючої хвилі щодо осі тіла також відіграє істотну роль. В кожному окремому випадку для встановлення симптомів потрібне точне дослідження існуючих умов. Дійсне підвищення температури тіла залежить від таких параметрів навколишнього середовища, як температура і вологість, і від механізму охолодження тіла.

Опромінення в надвисокочастотному інтенсивному полі живих тканин призводить до зміни їх властивостей, які пов'язані з тепловими наслідками поглинання випромінювання. Для вивчення цих змін живі тканини можна розділити на два класи:

а) тканини, що містять кровоносні судини;

б) тканини, що не містять кровоносних судин.

При відповідному регулюванні вихідної потужності генератора надвисоких частот і тривалості опромінення різні тканини, що містять кровоносні судини, можуть бути нагріті практично до будь-якої температури. Температура тканин, починає підвищуватися відразу ж після підведення до неї НВЧ-енергії. Це зростання температури триває протягом 15-20 хв і може на 1-2 °C підвищити температуру тканини в порівнянні з середньою температурою тіла, після чого температура починає падати. Падіння температури в облучаємом ділянці відбувається в результаті різкого збільшення в ньому потоку крові, що призводить до відповідного відведення теплоти.

Відсутність кровоносних судин в деяких частинах

тіла робить їх особливо вразливими до опромінення надвисокими частотами. В цьому випадку теплота може поглинатися тільки оточуючими судинними тканинами, до яких вона може надходити тільки шляхом теплопровідності. Це зокрема справедливо для тканин ока і таких внутрішніх органів, як жовчний міхур, сечовий міхур і шлунково-кишковий тракт. Мала кількість кровоносних судин в цих тканинах ускладнює процес авторегулювання температури поверхні тіла. Крім того при певних умовах, відбиття від крайових поверхонь порожнин тіла і областей розташування кісткового мозку призводить до утворення стоячих хвиль.

Надмірне зростання температури в окремих ділянках дії стоячих хвиль може викликати пошкодження тканини. Відображення такого роду викликаються також металевими предметами, розташованими всередині або на поверхні тіла.

При інтенсивному опроміненні цих тканин НВЧ-полем спостерігається їх перегрів, призводить до незворотних змін. У той же час НВЧ-поля малої потужності благотворно впливають на організм людини, що використовується в медичній практиці.

Головний і спинний мозок чутливі до змін тиску, і тому підвищення температури в результаті опромінення голови може мати серйозні наслідки. Кістки черепної коробки викликають сильні відбиття, через що оцінити поглинену енергію дуже важко. Підвищення температури мозку відбувається найшвидше, коли голова опромінюється зверху або коли опромінюється грудна клітка, так як нагріта кров з грудної клітини безпосередньо прямує до мозку. Опромінення голови викликає стан сонливості з подальшим переходом до несвідомого стану. При тривалому опроміненні з'являються судоми, що переходять потім в параліч. При опроміненні голови неминуче настає смерть, якщо температура мозку підвищується на 6°C .

Око - це один з найбільш чутливих до опромінення енергією НВЧ органів, тому що він має слабку терморегуляційну систему і теплота, що виділяється не може відводитися досить швидко. Після 10 хв опромінення потужністю 100 Вт на частоті 2450 МГц можливий розвиток катаракти (помутніння кришталика ока), в результаті чого білок кришталика коагулює і утворює видимі білі краплі. На цій частоті найбільша температура виникає біля задньої поверхні кришталика, який складається з протеїну, легко пошкоджується при нагріванні.

Чоловічі статеві органи надзвичайно чутливі до теплового впливу і, отже, особливо уразливі при опроміненні. Безпечна щільність випромінювання у вигляді максимального рівня 5 мВт/см^2 значно нижче, ніж для інших чутливих до опромінення органів. В результаті опромінення сім'яників може наступити тимчасове або постійне безпліддя. Пошкодження статевих тканин розглядають особливо, так як деякі генетики вважають, що невеликі дози опромінення не призводять до яких-небудь фізіологічних порушень, в той же час можуть викликати мутації генів, які залишаються прихованими протягом декількох поколінь.

В результаті сильного опромінення енергією НВЧ може статися задуха. Постраждалим необхідно зробити штучне дихання, забезпечити швидке охолодження тіла і кисневе харчування. Слід підкреслити, що у людини немає органу чуття, який своєчасно попереджав би про небезпеку випромінювання. Через великий глибини проникнення електромагнітного випромінювання ніхто не повинен покладатися на дуже оманливі теплові відчуття шкіри.

Відомо, що потужність випромінювання магнетрона в установці для сушіння розподіляється наступним чином:

$$P_{\text{випр}} = P_{\text{погл}} + P_z + P_{\phi} \quad (3)$$

де $P_{\text{випр}}$ – потужність випромінювання НВЧ джерела;

$P_{\text{погл}}$ – потужність випромінювання, що поглинається матеріалом (деревиною);

P_z – потужність випромінювання, що поглинається захистом;

P_{ϕ} – фонові потужність (яка може впливати на людей).

Необхідно, щоб P_{ϕ} не перевищувала значення 10 мкВт/см^2 .

Потужність випромінювання, що поглинається матеріалом (деревиною) регулювати неможливо, вона залежить від виду рослинних відходів, їх вологості і форми. Таким чином, для забезпечення фонові потужності, яка може впливати на людей, необхідно правильно вибирати потужність випромінювання, що поглинається захистом і потужність випромінювання НВЧ джерела.

При створенні системи автоматичного управління (САУ) безпечною експлуатацією установки для сушіння деревини була створена модель [5], що обмежує потужність випромінювання $P_{\text{изл}}$ до значення при якому допустима фонові енергія W_q не буде перевищена. У моделі враховані радіус установки, потужність випромінювання, що поглинається захистом, відстань від установки до оператора, і час сушіння.

$$[W_q] \geq P_{\text{випр}} \left(1 - \frac{nF_i \sqrt{\mu\epsilon} f}{(R_0 + z)l} Nab\epsilon_g \text{tg} \vartheta_g - \frac{nF_i \sqrt{\mu\epsilon} f}{2(R_0 + z)l} V_3 \epsilon_3 \text{tg} \vartheta_3 \right) \times \left(1 + \frac{x}{R} \right) \tau_c \quad (4)$$

де $[W_q]$ – допустима фонові енергія НВЧ;

x – відстань від установки до оператора;

R – радіус установки;

τ_c – час сушки.

Методика вибору захисту в умовах впливу кількох джерел ЕМВ в даний час є проблемою і вимагає виконання групи заходів [5], а процес їх реалізації є досить трудомістким і пов'язаний в деяких випадках зі значними матеріальними витратами. Вибір засобів захисту ускладнюється необхідністю одночасного обліку параметрів декількох складових ЕМП, електричних і магнітних властивостей матеріалів екрану, його конструкції, геометричних розмірів та ін. [7, 8].

Висновки

1. З проведеного аналізу і узагальнення робіт [6–17] видно, що чинні нормативи не відповідають безпечному проведенню робіт з технологічному обладнанні з використанням НВЧ на небезпечних виробничих об'єктах (НВО).

2. В результаті досліджень в роботі показані передумови для посилення вимог ГДР при роботі на НВО і розроблена модель, що дозволяє забезпечити безпеку експлуатації НВО при роботі на НВЧ установках.

Список літератури

1. ДСН 239-96. Державні санітарні норми і правила захисту населення від впливу електромагнітних випромінювань. Київ. 1996. 28 с.

2. ГОСТ 12.1.002-84. Электрические поля промышленной частоты. Допустимые уровни напряженности и требования к проведению контроля на рабочих местах.

3. ГОСТ 12.1.006-84. Электромагнитные поля радиочастот. Допустимые уровни на рабочих местах и требования к проведению контроля.

4. ДСанПіН 3.3.2.007–98. Державні санітарні правила і норми роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно-обчислювальних машин.

5. ДСанПіН 3.3.6–096–2002. Державні санітарні норми і правила при роботі з джерелами електромагнітних полів

6. Селиванов С. Е., Филенко В. В., Бажинов А. В., Будянская Э. Н. Электромагнитные загрязнения биосферы автотранспортом (автомобили, электромотоциклы, гибридные автомобили) Автомобильный транспорт. 2009. № 25. С. 24–32.

7. Савицкая Я. А., Паслен В. В. Влияние высокочастотных электромагнитных полей на организм человека. Экология та ноосферология. 2009. № 1, 2. Т. 20. С. 38–43.

8. Олешко Т. І. Системний підхід до впливу компонентів стільникового зв'язку на стан навколишнього середовища. Режим доступу: http://archive.nbuv.gov.ua/portal/natural/mtit/2012_66/m66_st07.pdf.

9. High-frequency electric current for drying of wood – historical perspectives. Режим доступу: <https://scielo.conicyt.cl/pdf/maderas/v8n2/art01.pdf>.

10. Titov E., Migalyov I. The technology of electromagnetic radiation danger estimation using the hardware-software module. MATEC. Web Conf. 2017. Vol. 102. P. 01035. URL: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201710201035>.

11. Грачев, Н. Н., Мырова Л. О. Защита человека от опасных излучений. Москва. БИНОМ. Лаб. знаний, 2005. 317 с.

12. Яковлев В. Н. Электромагнитная совместимость электрооборудования электроэнергетики и транспорта. Москва. МЭИ. 2010. 588 с.

13. Antti L. Microwave drying of hardwood: simultaneous measurements of pressure, temperature, and weight reduction. Forest Prod. 1992. J. 42(6). P. 49–54.

14. Antti L. Heating and drying wood using microwave power. PhD-Thesis, 1999. Skelleftea.

15. Abramenko S. N. The drying of wood by electric currents of high frequency. Woodworking, 1934. USSR 10. P. 65–68.

16. Hansson L., Antti L. Design and performance of an industrial microwave drier for on-line drying of wood components. 8th IUFRO Wood Drying Conf., 2003. Brasov, Romania. P. 156–158.

17. Leiker M., Aurich K. Sorption behaviour of microwave dried wood. Proceedings 8th IUFRO Wood Drying Conference. 2003. Brasov, Romania. P. 237–240.

References

1. State sanitary norms 239-96. (1996). State sanitary norms and rules of protection of the population from the influence of electromagnetic radiation. K., 28

2. State standard 12.1.002-84. (1984). Electric fields of industrial frequency. Permissible levels of tension and requirements for monitoring at workplaces.

3. State standard 12.1.006-84. (1984). Electromagnetic fields of radio frequencies. Permissible levels in the workplace and requirements for monitoring.

4. State sanitary norms and rules 3.3.2.007-98. (1998). State sanitary rules and norms of work with visual display terminals of electronic computers.

5. State sanitary norms and rules 3.3.6-096-2002. (2002). State sanitary norms and rules when working with sources of electromagnetic fields.

6. Selivanov, S. E., Filenko, V. V., Bazhinov, A. V., Budyanskaya, E. N. (2009) Electromagnetic pollution of the biosphere by motor transport (cars, electric cars, hybrid cars) Road transport: coll. sci. works. № 25. 24-32.

7. Savitskaya, Y. A., Paslen, V. V. (2009). The influence of high-frequency electromagnetic fields on the human body. Ecology and noosphere. № 1, 2. Vol. 20. 38-43.

8. Oleshko, T. I. (2012). System approach to the influence of components of cellular communication on the state of the environment. Access mode: http://archive.nbuv.gov.ua/portal/natural/mtit/2012_66/m66_st07.pdf.

9. High-frequency electric current for drying of wood – historical perspectives. (2018). Access mode: <https://scielo.conicyt.cl/pdf/maderas/v8n2/art01.pdf>.

10. Titov, E., Migalyov, I. (2017). The technology of electromagnetic radiation danger estimation using the hardware-software module. MATEC. Web Conf. Vol. 102. 01035. <https://doi.org/10.1051/mateconf/201710201035>.

11. Grachev, N. N., Myrova, L. O. (2005). Protection of a person from dangerous radiation. Moscow: BINOM. Lab of knowledge. 317.

12. Yakovlev, V. N. (2010) Electromagnetic compatibility of electrical equipment of electric power industry and transport: studies. manual. Moscow: MEI. 588.

13. Antti, L. (1992). Microwave drying of hardwood: simultaneous measurements of pressure, temperature, and weight reduction. Forest Prod. J. 42(6). 49-54

14. Antti, L. (1999). Heating and drying wood using microwave power. PhD-Thesis, Skelleftea.

15. *Abramenko, S. N.* (1934). The drying of wood by electric currents of high frequency. Woodworking, USSR 10. 65-68.

16. *Hansson, L., Antti, L.* (2003). Design and performance of an industrial microwave drier for on-line drying of wood components. 8th IUFRO Wood Drying Conf., Brasov, Romania. 156-158.

17. *Leiker, M., Aurich, K.* (2003). Sorption behaviour of microwave dried wood. Proceedings 8th IUFRO Wood Drying Conference. Brasov, Romania. 237-240.

БЕЗОПАСНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ БИОТЕРМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ РАСТИТЕЛЬНЫХ ОТХОДОВ

О. В. Полянський, О. В. Дьяконов, О. С. Скрипник, В. І. Дьяконов

Аннотация. Рассмотрены проблемы нормирования электромагнитных излучений. В данной статье рассказывается о физике воздействия микроволнового излучения на различные материалы и человека, о различии микроволнового и ионизирующего излучения, о защите от микроволнового излучения и о существующих в мире стандартах при работе со сверхвысокими частотами. Описаны современные подходы к установлению предельно допустимых уровней ЭМИ и возможные изменения в организме человека под воздействием высокочастотных излучений, приведены основные способы и средства защиты от них. Охарактеризованы наиболее распространенные источники электромагнитного поля, под влиянием которого находится каждый человек. Обсуждаются перспективы исследований, направленных на унификацию и оптимизацию международных и национальных нормативов предельно допустимых уровней воздействия электромагнитных излучений на человека.

В ходе исследования выявлено что мощность излучения, поглощаемого материалом (деревом) регулировать невозможно, она зависит от вида растительных отходов, их влажности и формы. Установлено, что необходимо правильно выбирать мощность излучения, поглощаемого защитой и мощность излучения СВЧ источники с учетом, что для обеспечения фоновой мощности, которая может влиять на людей.

Рассматривается методика выбора защиты от воздействия нескольких источников ЭМИ, что в настоящее время является проблемой и требует выполнения группы мероприятий, а процесс их реализации является достаточно трудоемким и связан в некоторых случаях со значительными материальными затратами. Выбор средств защиты осложняется необходимостью одновременного учета параметров нескольких составляющих ЭМП, электрических и магнитных свойств материалов экрана, его конструкции, геометрических размеров и др.

Представлена математическая модель ограничения мощности СВЧ установки для сушки древесины, учитывающая предельно допустимое значение фоновой энергии.

Ключевые слова: нормирование электромагнитных излучений, сушки растительных отходов, СВЧ установка.

SAFETY OF USE OF TECHNOLOGICAL EQUIPMENT OF BIOTHERMAL TREATMENT OF VEGETABLE WASTES

Polyansky O. V., Dyakonov O. V., Skrypnyk A. S., Dyakonov V. I.

Abstract. The problems of the valuation of electromagnetic radiation are considered. This article describes the physics of the effects of microwave radiation on various materials and humans, the difference between microwave and ionizing radiation, protection from microwave radiation and the standards existing in the world when working with ultrahigh frequencies. Modern approaches to the establishment of maximum permissible levels of electromagnetic radiation and possible changes in the human body under the influence of high-frequency radiation are described, the main methods and means of protection against them are given. Characterized the most common sources of the electromagnetic field, under the influence of which there is each person. The prospects of research aimed at the unification and optimization of international and national standards for maximum permissible levels of exposure to electromagnetic radiation on humans are discussed.

It was revealed that the radiation power absorbed by the material (tree) cannot be regulated it depends on the type of plant waste, its moisture content and form. It has been established that it is necessary to choose the radiation power absorbed by the protection and the radiation power of the microwave sources, taking into account that to provide background power that can affect people.

We consider the method of choosing protection from the effects of several sources of electromagnetic radiation, which is currently a problem and requires the implementation of a group of measures, and the process of their implementation is quite time-consuming and is associated in some cases with significant material costs. The choice of means of protection is complicated by the need to simultaneously take into account the parameters of several components of the EMF, the electrical and magnetic properties of the screen materials, its design, geometric dimensions, etc.

A mathematical model for limiting the power of a microwave installation for wood drying is presented, taking into account the maximum permissible value of the background energy.

Key words: normalization of electromagnetic radiation, drying of plant waste, microwave installation.

УДК 631.331:061.4

ДОСЛІДЖЕННЯ ДОЗАТОРА МОБІЛЬНОГО АГРЕГАТА ДЛЯ СІВБИ В УМОВАХ ПІДВИЩЕНОЇ ВОЛОГОСТІ ҐРУНТУ

Д. Г. Войтюк, М. С. Волянський, В. М. Мартишко

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Кореспонденція авторів: mvolyanskij@ukr.net.

Історія статті: отримано – вересень 2018, акцентовано – листопад 2018.

Бібл. 10, рис. 5, табл. 0.

Анотація. Урожайність сільськогосподарських культур є головним чинником інтенсивного господарювання. На урожайність впливає багато факторів. Сівба є надзвичайно важливою технологічною операцією. Від способу сівби, норми висіву насіння і глибини його заробки, строків сівби і вологості ґрунту під час сівби в значній мірі залежить майбутній урожай.

Відомі такі способи сівби: рядковий, вузькорядний, перехресний, стрічковий, смуговий і розкидний, які застосовують в основному залежно від сільськогосподарської культури. Багаторічними дослідженнями встановлено, що вузькорядний і перехресний способи сівби майже рівноцінні, а середній приріст врожаю від них порівняно з рядковим становить всього 1,6 ц/га, а при розкидному способі сівби урожайність озимої пшениці і ярих культур більша на 4...10% ніж при рядковому. Тому розкидний спосіб сівби набуває поширення в багатьох країнах світу.

Для реалізації розкидного способу сівби використовують відцентрові та пневматичні розсіювачі. Відцентрові розсіювачі прості за будовою але поступаються пневматичним за рівномірністю розподілу насіння по ширині захвату посівного агрегата.

Враховуючи наведене, розроблено мобільний високопродуктивний агрегат для сівби в умовах підвищеної вологості ґрунту, який складається із мобільного енергетичного засобу і змонтованого на ньому технологічного модуля. Для забезпечення високої прохідності і мінімальної ущільнювальної дії його ходових систем, використані шини наднизького тиску (0,1...0,5 кгс/см², габаритні розміри - 1300x600x500 мм). Такі шини здатні забезпечити робочу швидкість агрегата до 40 км/год, при цьому агрегат в умовах підвищеної вологості ґрунту створює питомий тиск на ґрунт лише 0,012...0,016 МПа, тому не залишає на поверхні поля колії і сівбу зернових культур такими посівними агрегатами можливо розпочинати на 2...4 дні раніше (за умов надмірного зволоження ґрунту), а виконання сівби при вологості ґрунту 20...29% забезпечує підвищення урожайності на 25...30%.

Технологічний модуль складається з централізованої пневматичної висівної систем, яка складається із дозатора насіння, вентилятора, розподільної головки, пневмонасіннепроводів і розсіювачів. Для забезпечення необхідної норми висіву насіння при високих ро-

бочих швидкостях необхідно обґрунтувати режими роботи дозатора насіння. Визначили необхідну залежність подачі насіння пшениці за один оберт котушки дозатора від її робочої довжини для забезпечення мінімальної і максимальної норми висіву, залежність секундної подачі насіння пшениці дозатором від робочої довжини котушки та її частоти обертання, а також режими забезпечення сталої подачі дозатором насіння пшениці, відповідною робочою довжиною котушки та частотою її обертання.

Ключові слова: мобільний агрегат, сівба, розкидний спосіб сівби, технологічний модуль, дозатор, котушка, подача насіння.

Постановка проблеми

Сівба – надзвичайно важлива технологічна операція при вирощуванні сільськогосподарських культур. Головним завданням сівби є забезпечення заданої норми висіву насіння і глибини його заробки та оптимальний розподіл насіння по площі живлення. Відомі такі способи сівби: рядковий, перехресний, вузькорядний, стрічковий, смуговий і розкидний, які застосовують в основному залежно від сільськогосподарської культури [9, 10]. Багаторічними дослідженнями встановлено, що вузькорядний і перехресний способи сівби майже рівноцінні, а середній приріст врожаю від них порівняно з рядковим становить всього 1,6 ц/га [4].

Аналіз останніх досліджень

Дослідженнями Національного наукового центру «ІМЕСГ» встановлено, що при розкидному способі сівби урожайність озимої пшениці і ярих культур більша на 4...10% ніж при рядковому [1]. Такий спосіб набуває все більшого розповсюдження в Угорщині, Болгарії, Німеччині, Франції, Англії, США, Канаді та в інших країнах завдяки високій продуктивності відцентрових і пневматичних розсіювачів, їх простоті та надійності [3]. При цьому сівбу зернових культур існуючими посівними агрегатами можливо розпочинати на 2...4 дні раніше за умов надмірного зволоження ґрунту, що дає змогу змістити терміни сівби. Виконання

сівби при вологості ґрунту 20...29% забезпечує підвищення урожайності на 25...30% [1]. Сучасні тенденції розвитку сільськогосподарської техніки свідчать про використання модульних та модульно-блокових конструкцій сільськогосподарських машин на базі мобільних енергетичних засобів, що дозволить виконувати технологічні операції в найкращі агротехнічні строки, підвищити продуктивність до 45%, зменшити затрати праці до 30% і металомісткість до 15% [5, 6, 7].

Об'єкт дослідження – розкидний спосіб сівби в умовах підвищеної вологості ґрунту.

Предмет дослідження – дозатор висівної системи.

Мета досліджень

Метою даної роботи є встановлення залежностей подачі дозатором насіння пшениці від робочої довжини котушки та її частоти обертання.

Результати досліджень

За умов підвищеної вологості ґрунту існуючі посівні агрегати неспроможні працювати. Тому актуальним є застосування розкидного способу сівби з мінімальною ущільнювальною дією на ґрунт. Для забезпечення мінімальної ущільнювальної дії на ґрунт та високої прохідності в умовах підвищеної вологості ґрунту використаний мобільний високопродуктивний агрегат 1 (рис. 1) з шинами наднизького тиску „Трекол”. Габаритні розміри шин – 1300×600-533 ТУ 38-604-06-72-92; робочий тиск – 0,01...0,05 МПа (0,1...0,5 кгс/см²); допустиме навантаження на одне колесо 5500 Н. Двигун – 73,6 (100) кВт (к.с.); колісна база – 2238 мм; колія – 2100 мм; агротехнічний просвіт – 640 мм; максимальна робоча швидкість – 40 км/год; максимальна транспортна швидкість – 60 км/год [2].

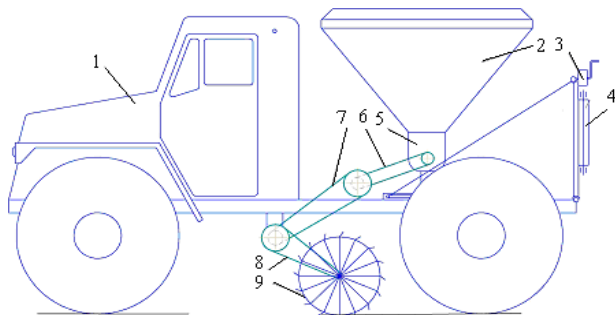


Рис. 1. Схема мобільного високопродуктивного агрегата для сівби розкидним способом в умовах надмірної вологості ґрунту (штанга в робочому положенні): 1 – мобільний засіб; 2 – бункер; 3 – поворотна рамка штанги; 4 – штанга; 5 – дозатор насіння; 6, 7, 8 – контури ланцюгової передачі; 9 – приводне колесо.

Технологічний модуль для сівби розкидним способом, встановлений на рамі мобільного агрегата і складається з бункера 2 (див. рис. 1), до днища якого кріпиться дозатор насіння 5. Привод дозатора насіння забезпечується від приводного колеса 9 через контури ланцюгових передач 6, 7 і 8. Ззаду технологічного мо-

дуля є поворотна рамка штанги 3 з механізмом регулювання закріпленої до неї штанги 4, на якій встановлені розсіювачі насіння.

Для висіву зернових культур застосована пневматична висівна система централізованого висіву (рис. 2), яка складається з механічного дозатора насіння і пневматичної системи його розподілу, транспортування та розсіювання.

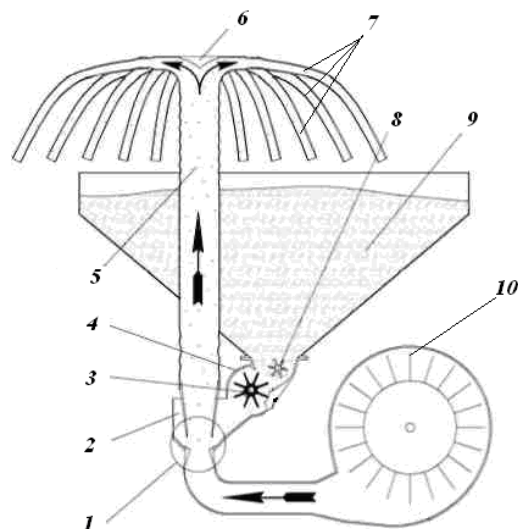


Рис. 2. Функціональна схема універсальної пневматичної висівної системи з централізованим висівом: 1 – інжектор вертикальний; 2 – перехідна камера; 3 – котушка; 4 – корпус висівного апарата; 5 – вертикальний пневматичний канал; 6 – розподільна головка; 7 – висівні канали; 8 – воружилка; 9 – бункер для насіння; 10 – вентилятор.

Дозатор насіння котушкового типу. Для забезпечення надійної подачі насіння до котушки 3 дозатора в бункері 9 встановлена механічна воружилка 8, привод якої здійснюється також від приводного колеса разом з котушкою. Пневматична висівна система централізованого висіву складається з вентилятора 10, вертикального інжектора 1, перехідної камери 2, вертикального пневматичного каналу 5, розподільної головки 6, висівних каналів 7, які з'єднані з розсіювачами насіння, що встановлені на штанзі технологічного модуля.

Вентилятор приводиться в дію від гідромотора гідропривода, а створений ним повітряний потік спрямовується по пневмопроводах до вертикального інжектора. Туди потрапляє і винесене з бункера котушкою дозатора насіння, яке підхоплюється цим повітряним потоком і по вертикальному пневматичному каналу потрапляє у розподільну головку, в якій розділяється і спрямовується по 24 висівних каналах та транспортується до 24 розсіювачів. Розсіювачами, які розташовані на штанзі через 150 мм, насіння розсівається смугами по поверхні надмірно зволоженого поля. Для забезпечення рівномірного розподілу насіння по поверхні поля регулюють величину перекриття смуг розсіювання зміною висоти розміщення розсіювачів відносно поверхні ґрунту.

Ширина захвату технологічного модуля – 3,6 м, робоча швидкість на сівбі зернових культур – 5,67 м/с (20,4 км/год); продуктивність за 1 годину основного часу – 7,3 га.

Надзвичайно важливим є те, що агрегат в умовах підвищеної вологості ґрунту створює питомий тиск на ґрунт лише 0,012...0,016 МПа, чим забезпечує максимальну прохідність і не залишає на поверхні поля колії.

Теоретичні основи котушкових висівних апаратів, які застосовуються в зернових сівалках, висвітлені в роботах багатьох вчених [3]. В наведених дослідженнях необхідно було визначити подачу котушки дозатора залежно від її робочої довжини та частоти обертання. Дослідження проводили на експериментальному зразку, привод котушки здійснювали регульованим електродвигуном. Визначили: залежність подачі насіння пшениці за один оберт котушки дозатора від її робочої довжини; залежність секундної подачі насіння пшениці дозатором від робочої довжини котушки та її частоти обертання і режими забезпечення сталої подачі насіння пшениці дозатором (мінімальної і максимальної) робочою довжиною котушки l_p мм та частотою її обертання.

Результати досліджень

Визначили залежність подачі насіння пшениці за один оберт котушки дозатора ($G_{\text{оберт}}$) від її робочої довжини (L_p). Параметри котушки дозатора: діаметр $D_k = 100$ мм; довжина $L_p = 10 \dots 110$ мм; кількість жолобків $K_{\text{ж}} = 10$ шт.; площа поперечного перерізу жолобка $S_{\text{ж}} = 0,00045$ м².

$G_{\text{оберт}} = S_{\text{ж}} \cdot L_p \cdot K_{\text{ж}} \cdot \gamma \cdot 103$, г, (1)
де γ – об'ємна вага насіння пшениці, кг/м³, ($\gamma = 650 \dots 790$ кг/м³), $S_{\text{ж}}$ (м²); L_p (м).

На рис. 3 наведений графік залежності подачі насіння пшениці за один оберт котушки дозатора від її робочої довжини за умови, що $\gamma = 700$ кг/м³.

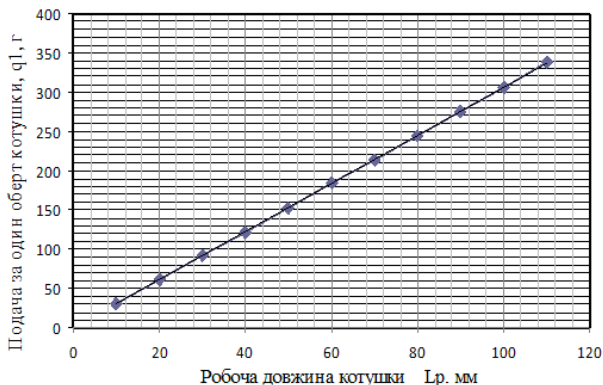


Рис. 3. Залежність подачі насіння пшениці за один оберт котушки дозатора ($q_{\text{об}}$, г) від її робочої довжини (l_p , мм).

Оскільки, норма висіву пшениці Q становить 120...240 кг/га, то мінімальна g_{min} і максимальна g_{max} подача насіння котушкою дозатора визначені із залежності:

$$g = B_p \cdot V_p \cdot Q, \quad \text{г/с}, \quad (2)$$

де B_p – ширина захвату агрегата, м, ($B_p = 3,6$ м);

V_p – робоча швидкість агрегата, м/с, ($V_p = 5,67$ м/с; 20,4 км/год);

Q – норма висіву пшениці, г/м² ($Q = 120 \dots 240$ кг/га, $= 0,012 \dots 0,024$ кг/м², $= 12 \dots 24$ г/м²).

Тоді, відповідно, мінімальна і максимальна подача насіння котушкою дозатора для забезпечення вказаного діапазону норм висіву насіння пшениці повинна становити $g_{\text{min}} = 244,94$ г/с і $g_{\text{max}} = 489,88$ г/с.

Максимальну кутову швидкість котушки визначимо з умови заповнення жолобка:

$$\omega = \sqrt{\frac{fq}{r}}, \quad 1/\text{с}, \quad (3)$$

де f – коефіцієнт тертя, для пшениці $f = 0,37$;

q – прискорення вільного падіння, м/с²;

r – радіус котушки, $r = 0,05$ м.

Максимальна кутова швидкість котушки становить, $\omega = 8,51$ с⁻¹.

Максимальну частоту обертання котушки визначимо із умови:

$$n = \frac{30\omega}{\pi}. \quad (4)$$

Максимальна частота обертання котушки дорівнює – $n = 81$ об/хв.

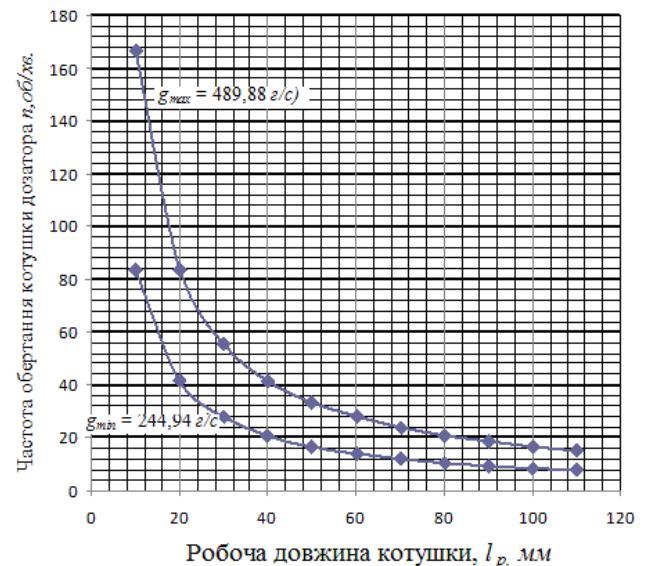


Рис. 4. Режими забезпечення сталої подачі (мінімальної, $g_{\text{min}} = 244,94$ г/с і максимальної, $g_{\text{max}} = 489,88$ г/с) дозатором насіння пшениці відповідною робочою довжиною котушки l_p , мм та частотою її обертання n , об/хв.

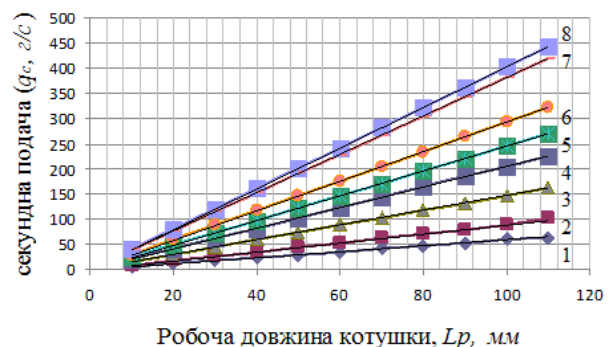


Рис. 5. Залежність секундної подачі (q_1 , г/с) насіння пшениці дозатором від робочої довжини котушки (l_p , мм) при різних частотах її обертання (n , об/с): 1 – 10 об/хв; 2 – 20 об/хв; 3 – 30 об/хв; 4 – 40 об/хв; 5 – 50 об/хв; 6 – 60 об/хв; 7 – 70 об/хв; 8 – 80 об/хв.

Визначені режими роботи дозатора насіння, які забезпечують сталу (постійну) подачу (мінімальну і максимальну) дозатором насіння пшениці. Ці режими залежать від робочої довжини котушки (l_p , мм) і частоти її обертання (n , об/хв). Графічні залежності наведені на рис. 4.

Визначені залежності секундної подачі (q_1 , г/с) насіння пшениці дозатором від робочої довжини котушки (l_p , мм) при різних частотах її обертання (n , об/с) при максимальній нормі висіву насіння (рис. 5).

Висновки

1. Розкидний спосіб сівби дає змогу підвищити урожайність озимої пшениці і ярих культур на 4...10% порівняно з рядковим.

2. Мобільний високопродуктивний посівний агрегат при виконанні розкидного способу сівби створює питомий тиск на ґрунт лише 0,012...0,016 МПа і не залишає на поверхні поля колії, тому сівбу зернових культур можливо розпочинати в умовах підвищеної вологості ґрунту на 2...4 дні раніше, що дасть змогу підвищити урожайність зернових на 25...30%.

3. Обґрунтовані режими роботи дозатора централізованої пневматичної висівної системи технологічного модуля, які забезпечують норму висіву пшениці від 120 до 240 кг/га при ширині захвату 3,6 м і робочій швидкості 5,67 м/с (20,4 км/год.) та підвищують продуктивність посівного агрегата.

Список літератури

1. Винничук С. М., Моценко І. О. Перспективні можливості розкидного способу сівби зернових культур. Сільськогосподарський вісник. Вип. 41. 1998. С. 191–199.

2. 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.

3. Погорілий Л. В., Заїка П. М., Войтюк Д. Г. Інженерна землеробська наука і сучасні науково-технічні проблеми. Техніка в АПК. № 9-10. 2003. С. 8–9.

4. Кардашевський С. В. Высевающие устройства посевных машин. Теоретические основы и модели исследования равномерности распределения семян. Москва. Машиностроение. 1973. 175 с.

5. Погорілий Л., Коваль С., Шурінов В. Концепція створення модульно-блокових конструкцій сільськогосподарських машин і агрегатів на базі універсальних енергетичних засобів. Техніка в АПК. № 4-5. 2003.

6. Надикто В., Кюрчев В., Панченко А. Перспективи та ефективність використання модульних енергетичних засобів в Україні. Техніко-економічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. Вип. 6. Кн. 2. УкрНДПВТ. 2003.

7. Кацыгин В. В., Горин Г. С., Зенькович А. А. Перспективные мобильные энергетические средства для сельскохозяйственного производства. Минск. Наука и техника. 1982. 272 с.

8. Саченко В., Коваль С. Тенденції розвитку сільськогосподарської техніки. Техніка в АПК. № 1-2. 2004.

9. Войтюк Д. Г., Барановський В. М., Булгаков В. М. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: підручник. Київ. Вища освіта. 2005. 464 с.

10. Сисолін П. В., Сало В. М., Кронівний В. М. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. Книга 1. Машини для рільництва. За ред. М. І. Чорновола. Київ. Урожай, 2001. 382 с.

References

1. Vynychuk, S. M., Moshenko, I. A. (1998). Opportunities in broadcast method of sowing crops. Agricultural Bulletin. Vol. 41. 191-199.

2. Voytyuk, D. G., Volyansky, N. S. Gavrilyuk, 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.

3. 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.

4. Kardashevskiy, S. V. (1973). Seeding device seeding machines. Theoretical foundations and research model the uniform distribution of seeds. Moscow. Engineering. 175.

5. Pogorely, L., Koval, S., Surkov, V. (2003). Concept of creation of modular block structures of agricultural machines and aggregates on the basis of universal energy resources. Technique in agriculture. No 4-5.

6. Nadykto, V., Kurchev, V., Panchenko, A. (2003). Prospects of use and efficiency modular energy resources in Ukraine. Technical and economic aspects of the development and testing of new equipment and technologies for agriculture of Ukraine. Vol. 6. 2. Ukrniimet.

7. Kanygin, V. V., Gorin, G. S., Zenkovich, A. A. (1982). Promising mobile energy resources for agricultural production. Minsk. Science and technology. 272.

8. Sachenko, V., Koval, S. (2004). Development trends of agricultural machinery. Technique in agriculture. No 1-2.

9. Voytyuk, D. G., Baranovsky, V. M., Bulgakov, V. M. (2005). Agricultural machinery. Fundamentals of theory and calculation: the textbook. Kiev. Higher education. 464.

10. 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.

ИССЛЕДОВАНИЯ ДОЗАТОРА МОБИЛЬНОГО АГРЕГАТА ДЛЯ СЕВА В УСЛОВИЯХ ПОВЫШЕННОЙ ВЛАЖНОСТИ ПОЧВЫ

Д. Г. Войтюк, М. С. Волянский, В. Н. Мартышко

Аннотация. Урожайность сельскохозяйственных

культур является главным фактором интенсивного хозяйствования. На урожайность влияет много факторов. Посев является чрезвычайно важной технологической операцией. От способа сева, нормы высева семян и глубины его заделки, сроков посева и влажности почвы во время сева в значительной степени зависит будущий урожай.

Известны следующие способы посева: рядовой, вузькорядний, перекрестный, ленточный, полосовой и розкидний, которые применяют в основном в зависимости от сельскохозяйственной культуры. Многолетними исследованиями установлено, что вузькорядний и перекрестный способы сева почти равноценны, а средний прирост урожая от них по сравнению со строчным составляет всего 1,6 ц/га, а при розкидному способе посева урожайность озимой пшеницы и яровых культур больше на 4...10% чем при строчном. Поэтому розкидний способ сева получает распространение во многих странах мира.

Для реализации разбросной способа сева используют центробежные и пневматические рассеиватели. Центробежные рассеиватели простые по строению но уступают пневматическим за равномерностью распределения семян по ширине захвата посевного агрегата.

Учитывая приведенное, разработан мобильный высокопроизводительный агрегат для сева в условиях повышенной влажности почвы, состоящий из мобильного энергетического средства и смонтированного на нем технологического модуля. Для обеспечения высокой проходимости и минимальной уплотнительной действия его ходовых систем, использованные шины сверхнизкого давления (0,1...0,5 кгс/см², габаритные размеры – 1300×600×500 мм). Такие шины способны обеспечить рабочую скорость агрегата до 40 км/ч, при этом агрегат в условиях повышенной влажности почвы создает удельное давление на грунт лишь 0,012...0,016 МПа, поэтому не оставляет на поверхности поля колеи и сев зерновых культур такими посевными агрегатами возможно начинать на 2...4 дня раньше (в условиях избыточного увлажнения почвы), а сева при влажности почвы 20...29% обеспечивает повышение урожайности на 25...30%.

Технологический модуль состоит из централизованной пневматической высевашей систем, которая состоит из дозатора семян, вентилятора, распределительной головки, пневмонасіннепроводів и рассеивателей. Для обеспечения требуемой нормы высева семян при высоких рабочих скоростях необходимо обосновать режимы работы дозатора семян. Определили необходимую зависимость подачи семян пшеницы за один оборот катушки дозатора от ее рабочей длины для обеспечения минимальной и максимальной нормы высева, зависимость секундной подачи семян пшеницы дозатором от рабочей длины катушки и ее частоты вращения, а также режимы обеспечения устойчивой подачи дозатором семян пшеницы, соответствующей рабочей длине катушки и частотой ее вращения.

Ключевые слова: мобильный агрегат, посев, розкидний способ сева, технологический модуль, дозатор, катушка, подача семян.

INVESTIGATION OF DISPENSER OF MOBILE MODULE FOR SOWING IN CONDITIONS OF HIGH HUMIDITY OF SOIL

Voytyuk D. G., Volyanskiy M. S., Martyshko V. M.

Abstract. Crop yields are a major factor in intensive farming. Many factors influence the yield. Seed is an extremely important technological operation. From the way of sowing, the rules of seeding and the depth of its earnings, the timing of sowing and soil moisture during sowing largely depends on future harvest. The following methods of sowing are known: string, narrow-band, cross-strap, band, band and scatter, which are used mainly depending on agricultural crop. Long-term studies have shown that narrow-sided and cross-cutting methods of sowing are almost the same, and the average yield increase from them is only 1.6 c/ha compared with the line, while in the spreading method, the yield of winter wheat and spring crops is greater by 4...10% than at line item. Therefore, the scattered method of sowing is becoming widespread in many countries around the world. Centrifugal and pneumatic diffusers are used for the implementation of the spreading method of sowing. The centrifugal diffusers are simple in structure but inferior to the pneumatic for the uniform distribution of the seeds along the width of the sowing unit capture. Taking into account the above, a mobile high-performance aggregate for sowing in conditions of high humidity of the soil, consisting of a mobile power tool and a technological module mounted on it, was developed. To ensure high permeability and minimum sealing performance of its running systems, low-tire tires (0.1...0.5 kgf/cm², overall dimensions – 1300×600×500 mm) are used. Such tires can provide the operating speed of the unit up to 40 km/h, while the unit in conditions of high humidity creates a specific pressure on the soil of only 0.012...0.016 MPa, so it does not leave on the surface of the field tracks and seeding of grain crops with such seed units can start for 2...4 days earlier (under conditions of excessive wetting of the soil), and the implementation of sowing with soil moisture of 20...29% provides a yield increase of 25...30%. The technological module consists of a centralized pneumatic seeding system, which consists of a seed dispenser, a fan, a distribution head, pneumatic seed lines and disperser. To ensure the required seed seeding at high working speeds, it is necessary to justify the operating modes of the seed dosing unit. The necessary dependence of the supply of wheat seeds on one revolving of the dosing reel from its working length has been determined to ensure the minimum and maximum seed rate, the dependence of the second delivery of wheat seeds by the dosing unit on the working length of the coil and its rotational speed, as well as the modes of ensuring a constant supply of wheat seed dispenser, corresponding to the worker length of the coil and frequency of its rotation.

Key words: mobile unit, sowing, spreading method of sowing, technological module, dispenser, coil, seed supply.

УДК 631.312

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПЕРЕМІЩЕННЯ ЧАСТИНКИ ВЕРТИКАЛЬНИМ ШНЕКОМ ПРИ СТАЦІОНАРНОМУ РЕЖИМІ

С. Ф. Пилипака¹, В. М. Бабка¹, І. Ю. Грищенко¹, Т. А. Кресан²

¹Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

²Відокремлений підрозділ «Ніжинський агротехнічний інститут» Національного університету біоресурсів і природокористування України, Україна.

Кореспонденція авторів: psf55@ukr.net.

Історія статті: отримано – вересень 2018, акцентовано – листопад 2018.

Бібл. 9, рис. 3, табл. 0.

Анотація. Складено рівняння відносного переміщення частинки по периферії вертикального шнека, який обертається навколо своєї осі і обмежений співвісним нерухомим циліндром. Рівняння розв'язано чисельними методами. Окремо враховано силу тертя частинки по поверхні шнека і поверхні циліндричного кожуха. Знайдено кутова швидкість ковзання частинки по поверхні шнека. Побудовано графік для знаходження ефективного режиму транспортування частинки. Розглянуто також окремий випадок, коли шнек нерухомий і частинка спускається по ньому під дією сили власної ваги, що має місце у гвинтових спусках. Наведено графіки кінематичних характеристик у функції часу.

Ключові слова: частинка, відносний рух, вертикальний шнек, частинка, кутова швидкість обертання, циліндричний кожух, диференціальні рівняння, кінематичні параметри.

Постановка проблеми

Академіком П. М. Василенком в фундаментальній монографії [1] розглянуто теоретичні основи руху матеріальної частинки по шорстких поверхнях як стаціонарних, так і рухомих, стосовно їх застосування у робочих органах сільськогосподарських машин. В ролі транспортувального органу таких машин широко використовується шнек, поверхня якого є гвинтовою. В монографії [1] приділено увагу руху частинок по гвинтових поверхнях із зазначенням внеску окремих вчених в розвиток цього напрямку досліджень. Сучасний стан розвитку комп'ютерної техніки і програмного забезпечення дозволив підійти до розв'язання подібних задач на новому якісному рівні. Вертикальний шнек, що обертається навколо своєї осі в нерухомому циліндричному кожусі, може транспортувати технологічний матеріал вгору. По такому ж принципу відбувається буріння ґрунту, де кожухом служить циліндрична поверхня самої ями. Знання фізичної суті та математичний опис процесу дозволяють знаходити необхідні конструктивні і технологічні параметри для ефективного виконання робіт.

Аналіз останніх досліджень

Досить добре вивчено рух матеріальних частинок по нерухомих гвинтових поверхнях під дією сили власної ваги. В працях П. М. Заїки [2] розглянуто рух частинок по косому (нерозгортному) гелікоїду. М. І. Сисоєв дав узагальнене розв'язання задачі руху частинки по гвинтовій поверхні сталого кроку, осьовим перерізом якої є довільна крива [3]. Як окремий випадок він розглянув розгортний гелікоїд, а також косий гелікоїд (поверхня, у якої осьовим перерізом є пряма, нахилена під певним кутом до горизонтальної площини). В працях [4, 5] в натуральній системі координат розв'язана задача руху матеріальної частинки по нерозгортній гвинтовій поверхні із горизонтальним розташуванням прямолінійних твірних (гвинтовому конусу або шнеку), яка в праці [6] поширена на косий гелікоїд. В праці [7] розглянуто рух частинки по внутрішній поверхні вертикального конуса, який обертається навколо своєї осі. В працях [2, 8] досліджено рух частинки по внутрішній поверхні вертикального циліндра, що здійснює планетарний рух.

Мета досліджень

Дослідити закономірності руху матеріальних частинок при їх взаємодії із поверхнею вертикального шнека, що обертається навколо своєї осі, та нерухомого співвісного циліндричного кожуха.

Результати досліджень

В праці [4] показано, що при русі частинки під дією власної ваги по поверхні нерухомого вертикального гвинтового конуса вона віддаляється від його осі. Рух частинки на периферію поверхні спричинює відцентрова сила. При обертальному русі шнека навколо своєї осі то частинка здійснює складний рух: вона ковзає по його поверхні, але в абсолютному русі теж буде обертатися навколо осі конуса, що теж спричинить її рух на периферію. Такий рух є короткочасним, оскі-

льки відбувається зустріч із циліндричним обмежувачем кожухом. Надалі рух відбувається при взаємодії частинки із двома поверхнями. Абсолютною траєкторією частинки після стабілізації руху є гвинтова лінія – слід частинки на поверхні кожуха. Відносною траєкторією є слід ковзання частинки по поверхні шнека, який збігається із гвинтовою лінією – крайкою шнека. Складання математичної моделі руху частинки почнемо із запису параметричних рівнянь гвинтової лінії:

$$x = R \cos \alpha; \quad y = R \sin \alpha; \quad z = R \alpha \operatorname{tg} \beta, \quad (1)$$

де R – радіус обмежувачого циліндра – стала величина;
 β – кут підйому гвинтової лінії крайки шнека – стала величина;
 α – кут повороту точки гвинтової лінії навколо її осі – незалежна змінна.

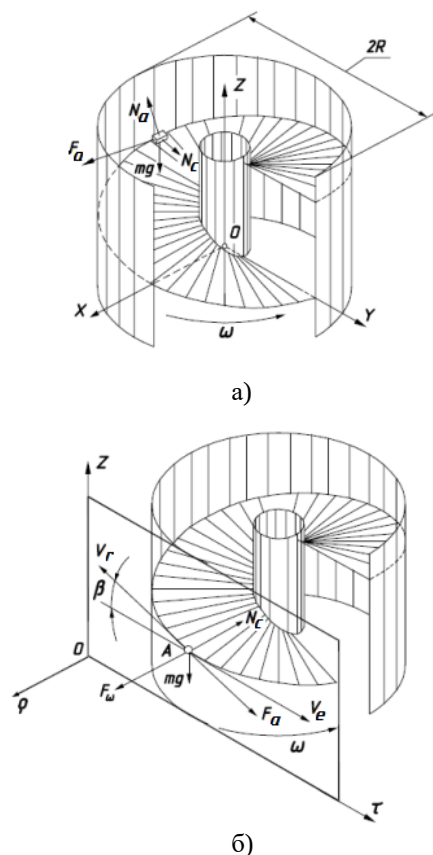


Рис. 1. До транспортування частинки вертикальним шнеком, що обертається із кутовою швидкістю ω : а) прикладені до частинки сили, яка взаємодіє із двома поверхнями: шнека і циліндричного кожуха; б) напрям швидкостей відносного V_r та переносного V_e рухів в дотичній до циліндра площині, проведений в точці А розташування частинки.

Через гвинтову лінію (1) проходить дві поверхні: гвинтовий коноїд (шнек) і циліндр. При контакті частинки із цими поверхнями виникають сили реакції шнека N_a і циліндра N_c (рис. 1,а), спрямовані по нормалі до них. Внаслідок ковзання частинки по обох поверхнях виникають сили тертя: $F_a = f_a \cdot N_a$ і $F_c = f_c \cdot N_c$, де f_a і f_c – коефіцієнти тертя частинки по поверхні шнека і циліндричного кожуха відповідно. Вони спрямовані по дотичних до траєкторій відносного і абсолютного руху в сторону, протилежну відповідним векторам

швидкості. На рис. 1,а показані прикладені до частинки сили – реакції N_a і N_c , ваги mg (m – маса частинки, $g=9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння) і сила тертя F_a . Сила тертя F_c не показана, оскільки є невідомою траєкторія абсолютного руху.

Гвинтові лінії на розгортці циліндра перетворюються в прямі лінії, нахилені до основи під сталими кутами: β – кут підйому гвинтової лінії – крайки шнека і β_a – кут підйому гвинтової лінії – абсолютної траєкторії руху частинки. Для знаходження кута β_a скористаємося рухомою системою координат $O\tau z$ (рис. 1,б). Координатна площина $O\tau z$ цієї системи є дотичною до циліндричного кожуха і проходить через точку А розташування частинки. При русі частинки система $O\tau z$ обертається разом із нею і при цьому напрямки швидкостей V_r та V_a , сил N_a , N_c , F_a , F_c та ваги mg залишаються в цій системі незмінними.

Вектор V_a абсолютної швидкості частинки є векторною сумою відносної швидкості V_r та переносної V_e . Остання є швидкістю колового руху точки периферії шнека при його обертанні із кутовою швидкістю ω і визначається із виразу: $V_e = R \cdot \omega$.

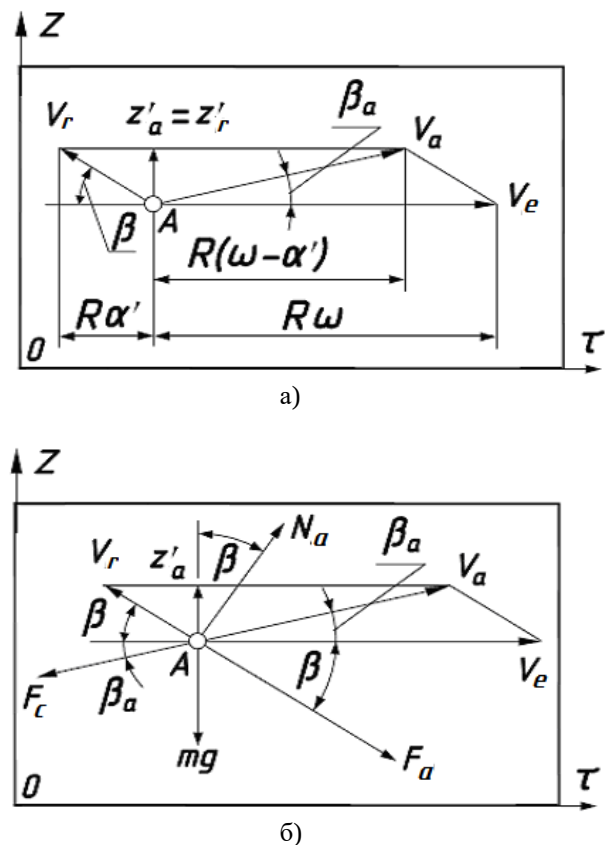


Рис. 2. Розташування векторів швидкостей та прикладених до частинки сил в координатній площині $O\tau z$: а) до визначення кута β_a підйому гвинтової лінії – абсолютної траєкторії руху частинки; б) напрям дії прикладених до частинки сил.

На рис. 2,а виконано векторне додавання відносної V_r і переносної V_e швидкостей і отримано вектор абсолютної V_a швидкості частинки. Звідси визначається кут підйому β_a абсолютної траєкторії. На рис. 2,б

зображені прикладені до частинки сили, що розташовані у дотичній площині. При стаціонарному режимі суми проекцій цих сил на осі Ox і Oz мають бути рівними нулю. Виходячи із рис. 2,б, запишемо:

$$N_a \sin \beta - F_c \cos \beta_a + F_a \cos \beta = 0; \quad (2)$$

$$N_a \cos \beta - F_c \sin \beta_a - F_a \sin \beta - mg = 0. \quad (3)$$

В напрямку осі Or діють дві сили (рис. 1,б): реакція поверхні циліндра N_c і відцентрова сила F_ω . Зважаючи на те, що вони спрямовані в протилежні сторони, можна записати: $N_c = F_\omega$. Отже, $F_c = f_c \cdot N_c = f_c \cdot F_\omega$. Із врахуванням цього, а також виразу сили тертя $F_a = f_a \cdot N_a$, рівняння (2), (3) запишуться:

$$N_a \sin \beta - f_c F_\omega \cos \beta_a + f_a N_a \cos \beta = 0; \quad (4)$$

$$N_a \cos \beta - f_c F_\omega \sin \beta_a - f_a N_a \sin \beta - mg = 0. \quad (5)$$

Якщо ми у рівняннях (1) приймемо змінну α залежною від часу t , тобто $\alpha = \alpha(t)$, то ця внутрішня залежність задаватиме закон ковзання частинки по гвинтовій лінії, тобто закон відносного руху. Отже при цій умові рівняння (1) є рівняннями відносного руху. Їх диференціюванням знаходимо проекції відносної швидкості:

$$x'_a = -R\alpha' \sin \alpha; \quad y'_a = R\alpha' \cos \alpha; \quad z'_a = R\alpha' \operatorname{tg} \beta. \quad (6)$$

Знаходимо величину відносної швидкості руху частинки:

$$V_a = \sqrt{x'^2_a + y'^2_a + z'^2_a} = \frac{R\alpha'}{\cos \beta}. \quad (7)$$

Шнек обертається навколо своєї осі із кутовою швидкістю ω . За час t він повернеться на кут $\alpha_a = -\omega t$ і переміститься по гвинтовій лінії на певну відстань згідно рівнянь (1). Напрямок обертання шнека вибирається так, щоб частинка при ковзанні по гвинтовій лінії могла в абсолютному русі підніматися вгору. Повернемо гвинтову лінію (1) навколо осі OZ на кут $\alpha_a = -\omega t$ за відомими формулами повороту:

$$\begin{aligned} x_a &= R \cos \alpha \cos(-\omega t) - R \sin \alpha \sin(-\omega t) = R \cos(\omega t - \alpha); \\ y_a &= R \cos \alpha \sin(-\omega t) + R \sin \alpha \cos(-\omega t) = -R \sin(\omega t - \alpha); \\ z_a &= R \operatorname{tg} \beta. \end{aligned} \quad (8)$$

Параметричні рівняння (8) враховують два повороти: на кут $\alpha = \alpha(t)$ у відносному русі і на кут $\alpha_a = -\omega t$ в переносному русі, отже вони є рівняннями абсолютного руху частинки.

Диференціюємо рівняння (8) по часу t і отримаємо проекції вектора абсолютної швидкості:

$$\begin{aligned} x'_a &= -R(\omega - \alpha') \sin(\omega t - \alpha); \\ y'_a &= -R(\omega - \alpha') \cos(\omega t - \alpha); \\ z'_a &= R\alpha' \operatorname{tg} \beta. \end{aligned} \quad (9)$$

Її величину знаходимо як геометричну суму проекцій (9):

$$V_a = \sqrt{x'^2_a + y'^2_a + z'^2_a} = \frac{R}{\cos \beta} \sqrt{\omega(\omega - 2\alpha') \cos^2 \beta + \alpha'^2}. \quad (10)$$

Важливим параметром переміщення частинки є її швидкість руху z'_a у вертикальному напрямі. Згідно (6) і (9) $z'_a = z'_b = z'$, що також видно із проекцій відносної V_r і абсолютної V_a швидкостей на вісь Oz на рис. 2,а. Величину кута β_a можна знайти як із проекцій вектора абсолютної швидкості (9), так і з прямокутного трикутника на рис. 2,а:

$$\sin \beta_a = \frac{z'_a}{V_a} = \frac{\alpha' \sin \beta}{\sqrt{\omega(\omega - 2\alpha') \cos^2 \beta + \alpha'^2}}. \quad (11)$$

Знайдемо вираз для визначення величини відцентрової сили F_ω . Вона залежить від кривини k траєкторії і швидкості руху частинки по ній: $F_\omega = mV^2k$. Частинка в абсолютному русі описує гвинтову лінію (8) і рухається по ній із швидкістю (10). За відомими формулами знаходимо кривину гвинтової лінії (8), яка є сталою: $k = (\cos^2 \beta_a)/R$. З урахуванням цього знаходимо:

$$F_\omega = mR(\omega - \alpha')^2. \quad (12)$$

Підставимо вирази (12) і (11) у рівняння (4) і (5), позначивши для спрощення $\sqrt{\omega(\omega - 2\alpha') \cos^2 \beta + \alpha'^2} = A$. Отримаємо систему із двох рівнянь:

$$N_a (\sin \beta + f_a \cos \beta) - f_c m \frac{R}{A} (\omega - \alpha')^3 \cos \beta = 0; \quad (13)$$

$$N_a (\cos \beta - f_a \sin \beta) - f_c m \frac{R}{A} (\omega - \alpha')^2 \alpha' \sin \beta - mg = 0.$$

Розв'яжемо систему (13) відносно реакції N_a і кореня A :

$$N_a = \frac{mg(\omega - \alpha') \cos \beta}{\alpha' + \omega \cos \beta (f_a \sin \beta - \cos \beta)}; \quad (14)$$

$$A = -f_c R (\omega - \alpha')^2 \frac{\alpha' + \omega \cos \beta (f_a \sin \beta - \cos \beta)}{g(f_a \cos \beta + \sin \beta)}.$$

Реакція поверхні шнека N_a стане відомою, якщо буде відома кутова швидкість ковзання частинки $\omega_k = \alpha' - \text{const}$ по поверхні шнека. Щоб її знайти, у друге рівняння (14) замість позначення A підставимо його вираз:

$$\sqrt{\omega(\omega - 2\alpha') \cos^2 \beta + \alpha'^2} = -f_c R (\omega - \alpha')^2 \frac{\alpha' + \omega \cos \beta (f_a \sin \beta - \cos \beta)}{g(f_a \cos \beta + \sin \beta)}. \quad (15)$$

Рівняння (15) неможливо розв'язати відносно α' . Воно потребує застосування чисельних методів. Наприклад, при $\beta = 25^\circ$, $R = 0,1$ м, $\omega = 25$ с⁻¹, $f_a = f_c = 0,3$ отримаємо $\alpha' = 6,4$ с⁻¹. Продуктивність транспортування залежить не від кутової швидкості ковзання частинки α' , а від швидкості z' її підйому. Згідно останнього виразу (6) або (9) $z' = R \cdot \alpha' \cdot \operatorname{tg} \beta$. Для нашого випадку $z' = 0,1 \cdot 6,4 \cdot \operatorname{tg} 25^\circ = 0,3$ м/с. Збільшення кутової швидкості ω обертання шнека веде до зростання кутової швидкості ковзання частинки по його поверхні і навпаки. Існує граничне значення ω_r , при якому підйом частинки неможливий. Щоб його знайти, прирівняємо в рівнянні (15) α' до нуля і отримаємо:

$$\frac{f_c R \omega^3 \cos \beta (\cos \beta - f_a \sin \beta)}{g(f_a \cos \beta + \sin \beta)} = \omega \cos \beta. \quad (16)$$

Розв'язавши (16) відносно ω , отримаємо:

$$\omega = \sqrt{\frac{g(f_a \cos \beta + \sin \beta)}{f_c R (\cos \beta - f_a \sin \beta)}}. \quad (17)$$

Для заданих конструктивних параметрів і коефіцієнтів тертя із (17) отримуємо: $\omega = 17,1$ с⁻¹. Отже, для того, щоб частинка піднімалася, повинна бути виконана умова: $\omega > 17,1$ с⁻¹. На рис. 3,а за допомогою чисельних методів побудовано графіки залежності $z' = z'(\omega)$ для двох значень кутів підйому гвинтової лінії: $\beta = 20^\circ$ і $\beta = 25^\circ$. Із них видно, що залежності практично є лінійними. Крім того, графіки мають спільну точку. Це означає, що при $\omega = 25$ с⁻¹ швидкість підйому частинки однакова для шнеків із кутом підйому $\beta = 20^\circ$ і $\beta = 25^\circ$. Щоб з'ясувати причину цього, на рис. 3,б було

побудовано графік залежності $z'=z'(\beta)$ для кутової швидкості $\omega=25 \text{ с}^{-1}$ обертання шнека. Із нього видно, що швидкість підйому частинки спочатку зростає, а потім зменшується, наближаючись до нуля. При $\beta=0^\circ$ підйом частинки неможливий. При збільшенні кута β зростає швидкість підйому до максимального значення, а потім починає зменшуватися, оскільки зменшується кутова швидкість ковзання частинки. При $\beta>45^\circ$ настає момент, коли $\alpha'=0$, тобто частинка «залипає», перебуває тільки в обертальному русі і вгору не піднімається.

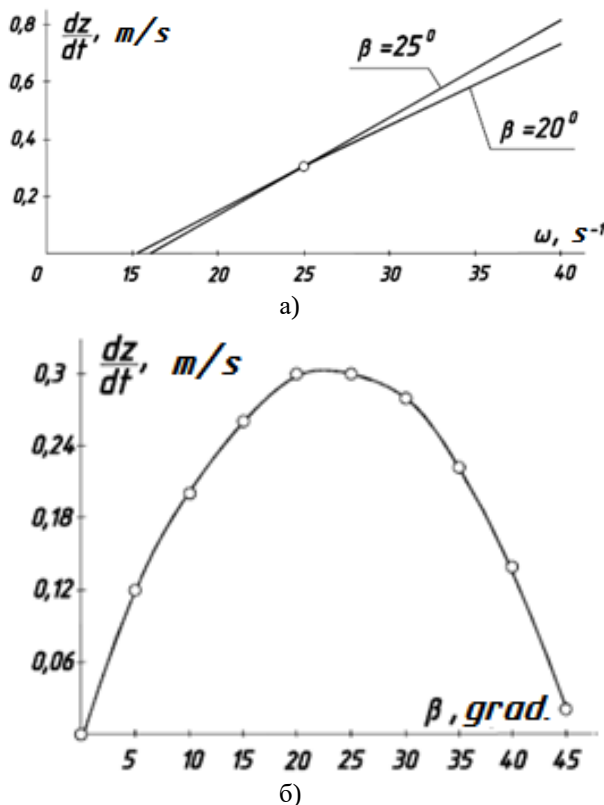


Рис. 3. Графіки зміни швидкості підйому частинки при $R=0,1 \text{ м}$, $f_a=f_c=0,3$: а) графіки залежності $z'=z'(\omega)$ для різних кутів β підйому гвинтової лінії; б) графік залежності $z'=z'(\beta)$ для кутової швидкості $\omega=25 \text{ с}^{-1}$ обертання шнека.

Щоб знайти граничне значення кута β , при якому підйом частинки стає неможливим, розв'яжемо рівняння (16) відносно β :

$$\beta = \text{Arccos} \frac{g + f_a f_c R \omega^2}{(1 + f_a^2)(g^2 + f_c^2 R^2 \omega^4)}. \quad (18)$$

Підставивши у (18) $R=0,1 \text{ м}$, $\omega=25 \text{ с}^{-1}$, $f_a=f_c=0,3$, отримаємо граничне значення кута β : $\beta=45,7^\circ$. Найбільша швидкість підйому буде приблизно при середньому значенні кута β із проміжку допустимих значень $0 \dots 45,7^\circ$. При інших значеннях кута β швидкість підйому частинки буде меншою, при цьому однакову швидкість можна досягнути для двох різних значень кута β . При збільшенні кутової швидкості ω обертання шнека зростає граничне значення кута β . Однак воно має межу, за якою підйом частинки неможливий ні при яких кутових швидкостях ω . Його можна знайти, якщо перейти до границі у виразі (18), спрямувавши кутову швидкість ω у нескінченність:

$$\lim_{\omega \rightarrow \infty} \text{Arccos} \frac{g + f_a f_c R \omega^2}{(1 + f_a^2)(g^2 + f_c^2 R^2 \omega^4)} = \text{Arccos} f_a. \quad (19)$$

Таким чином, граничне значення кута β залежить тільки від коефіцієнта тертя f_a . Якщо взяти до уваги, що $\text{Arccos} f_a$ є кутом тертя частинки по поверхні шнека, то виходить, що ці два кути (кут тертя і граничний кут β) в сумі складають 90° . Звідси дуже просто знайти граничне значення кута β . Наприклад, для нашого випадку $f_a=0,3$, що відповідає кутові тертя із значенням $16,7^\circ$. Отже, граничне значення кута підйому становить $73,3^\circ$.

Розглянемо випадок, коли кут β буде від'ємним. Це означає, що частинка при ковзанні по шнеку буде опускатися вниз. Перепишемо рівняння (15), взявши β з протилежним знаком:

$$g(f_a \cos \beta - \sin \beta) \sqrt{\omega(\omega - 2\alpha') \cos^2 \beta + \alpha'^2} = -f_c R(\omega - \alpha')^2 [\alpha' - \omega \cos \beta (f_a \sin \beta + \cos \beta)]. \quad (20)$$

Розв'язок рівняння (20) чисельними методами з наступним знаходженням швидкості опускання показує, що транспортування частинки вниз відбувається значно швидше, ніж вгору. Цікавий, зокрема, випадок, коли кут β буде рівний кутові тертя f_a . Після підстановки в (20) $f_a=\text{tg} \beta$ ліва частина рівняння перетворюється в нуль. Щоб рівнялась нулю і права частина, необхідно виконання умови $\omega - \alpha' = 0$. Це означає, що кутова швидкість ковзання частинки по поверхні шнека дорівнює кутовій швидкості обертання шнека. Абсолютна кутова швидкість обертання частинки дорівнює нулю, тобто вона опускається вниз по прямолінійній твірній циліндра із швидкістю $z' = R \cdot \text{tg} \beta$.

Очевидно, що частинка може опускатися вниз по поверхні шнека, коли він не обертається. При цьому кут підйому його крайки має бути більшим кута тертя. Підставимо в (20) $\omega=0$ і після спрощень одержимо:

$$g(\sin \beta - f_a \cos \beta) = R f_c \alpha'^2. \quad (21)$$

Розв'язавши (21) відносно α' , отримаємо:

$$\alpha' = \sqrt{\frac{g(\sin \beta - f_a \cos \beta)}{R f_c}}. \quad (22)$$

Якщо кут β буде менший кута тертя, підкореневий вираз в (22) буде від'ємним, тобто в цьому випадку відсутній розв'язок. Якщо ж він більший кута тертя, то частинка буде рухатися вниз із сталою кутовою швидкістю ковзання навколо осі шнека, величина якої залежить від R , β , f_a і f_c .

Висновки

1. При русі частинки по поверхні шнека, який обертається навколо своєї вертикальної осі і обмеженого співвісним циліндром, абсолютною її траєкторією є гвинтова лінія – слід ковзання частинки по нерухомому циліндру. Абсолютний рух частинки у вертикальному напрямі може відбуватися як вгору, так і вниз в залежності від значення знака (плюс або мінус) кута β підйому гвинтової лінії. В одному випадку частинка змушена ковзати по поверхні шнека і підніматися вгору, в іншому – опускатися вниз.

2. При підйомі вгору на швидкість транспортування впливає кут β підйому гвинтової лінії – крайки шнека. При заданій кутовій швидкості обертання

шнека існує граничне значення кута β , при якому підйом стає неможливим. При збільшенні кутової швидкості ω обертання шнека зростає граничне значення кута β . Однак воно має межу, за якою підйом частинки неможливий ні при яких кутових швидкостях ω . Для конкретного матеріалу цю межу дуже просто знайти: потрібно від 90° відняти кут тертя частинки по поверхні шнека. Найбільша швидкість транспортування матеріалу припадає на кут β , який знаходиться посередині його допустимих значень.

Список літератури

1. Василенко П. М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин. Киев. 1960. 283 с.
2. Заика П. М. Избранные задачи земледельческой механики. Киев. 1992. 507 с.
3. Сысоев Н. И. Теоретические основы и расчет сортировки "Змейка". Сельхозмашина. 1949. № 8. С. 5–8.
4. Войтюк Д. Г., Пилипака С. Ф. Знаходження траєкторії руху матеріальної частинки по гравітаційних лінійчатих поверхнях із горизонтальними твірними. Механізація сільськогосподарського виробництва. Київ. 2002. Том 12. С. 58–69.
5. Несвідомін А. В., Пилипака С. Ф. Дослідження руху матеріальної частинки по шорсткій нерухомій поверхні гвинтового конода з вертикальною віссю. Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. Мелітополь. ТДАТУ. 2012. Вип. 4. Том 53. С. 123–129.
6. Лінник М. К., Войтюк Д. Г., Пилипака С. Ф. Дослідження руху матеріальної частинки по поверхні коного гелікоїда під дією сили власної ваги. Техніка АПК. 2006. № 12. С. 17–22.
7. Пилипака С. Ф., Клендий Н. Б. Движение частицы по внутренней шероховатой поверхности ротационного конуса с вертикальной осью. MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. 2015. Lublin-Preszow. Vol 17. № 3. С. 73–83.
8. Лінник М. К., Войтюк Д. Г., Пилипака С. Ф. Дослідження руху матеріальної частинки по внутрішній поверхні вертикального циліндра, який здійснює планетарний рух. Механізація та електрифікація сільськогосподарства. Глеваха. 2008. Вип. 92. С. 49–62.
9. Аникин М. Ф., Иванов В. Д., Певзнер Л. М. Винтовые сепараторы для обогащения руд. Москва. Недра, 1970. 184 с.

References

1. Vasilenko, P. M. (1960). Theory of the motion of particles on rough surfaces agricultural machines. Kiev. 283.
2. Zaika, P. M. (1992). Special problems in agricultural mechanics. Kiev. 507.
3. Sysoev, N. S. (1949). Theoretical basis and calculation sorting "Snake". A farm machine. No 8. 5-8.
4. Voytyuk, D. G., Pilipaka, S. F. (2002). Finding the trajectory of motion of material particle in gravitational ruled

surfaces with horizontal creative. Mechanization of agricultural production. Kiev. Volume 12. 58-69.

5. Nevidomy, A. V., Pylypaka, S. F. (2012). Research of movement of a material particle on a rough fixed surface coned screw with a vertical axis. Labor Taurian State Agrotechnological University. Melitopol. THATO. Vol. 4. Volume 53. 123-129.

6. Linnik, M. K., Voytyuk, D. G., Pylypaka, S. F. (2006). Research of movement of the material particles on the surface of the oblique helicoid under the force of its own weight. Technique APK. No 12. 17-22.

7. Pylypaka, S. F., Clendy, N. B. (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-Preszow. Vol. 17. No 3. 73-83.

8. Linnik, M. K., Voytyuk, D. G., Pylypaka, S. F. (2008). Research of movement of the material particles on the inner surface of a vertical cylinder, which performs a planetary motion. Mechanization and electrification of agriculture. Glevaha. Vol. 92. 49-62.

9. Anikin, N. F., Ivanov, V. D., Pevzner, L. M. (1970). Screw separator for ore concentration. Moscow. Nedra, 184.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ЧАСТИЦЫ ВЕРТИКАЛЬНЫМ ШНЕКОМ ПРИ СТАЦИОНАРНОМ РЕЖИМЕ

С. Ф. Пилипака, В. Н. Бабка, И. Ю. Грищенко, Т. А. Кресан

Аннотация. Составлены уравнения относительного перемещения частицы по периферии вертикального шнека, который вращается вокруг своей оси и ограничен соосным неподвижным цилиндром. Уравнения решены численными методами. Отдельно учтено силу трения частицы по поверхности шнека и поверхности цилиндрического кожуха. Найдена угловая скорость скольжения частицы по поверхности шнека. Построен график для нахождения эффективного режима транспортирования частицы. Рассмотрен также отдельный случай, когда шнек неподвижный и частица спускается по нему под действием силы собственного веса, что имеет место у винтовых спусках. Приведены графики кинематических характеристик у функции времени.

Ключевые слова: относительное движение, вертикальный шнек, частица, угловая скорость вращения, цилиндрический кожух, дифференциальные уравнения, кинематические параметры.

MATHEMATICAL MODEL OF MOVING PARTICLE BY VERTICAL SCREW IN STATIONARY MODE

Pylypaka S. F., Babka V. M., Grisichenko I. Yu., Kresan T. A.

Annotation. Equations for the relative motion of a particle along the periphery of a vertical screw are constructed, which rotates about its axis and is limited by a coaxial fixed cylinder. The equations are solved by numerical methods. Separately, the force of friction of the particle on the surface of the screw and the surface of the cylindrical housing is taken into account. The angular velocity of sliding of a particle along the surface of the screw is found.

A graph was constructed to find the effective mode of particle transportation. A separate case is also considered when the screw is stationary and the particle descends on it under the action of the force of its own weight, as is the case with screw descents. The graphs of the kinematic characteristics of the functions of time are given.

Key words: relative motion, vertical auger, particle, angular velocity of rotation, cylindrical shell, differential equations, kinematic parameters.

УДК 631.315:629.783:525

АНАЛІЗ ФУНКЦІОНУВАННЯ ВИСІВНОЇ СИСТЕМИ СІВАЛКИ В ТЕХНОЛОГІЯХ ТОЧНОГО ЗЕМЛЕРОБСТВА

Л. В. Аніскевич, Ф. М. Захарін

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Кореспонденція авторів: lanisk@meta.ua.

Історія статті: отримано – вересень 2018, акцептовано – листопад 2018.

Бібл. 5, рис. 2, табл. 1.

Анотація. Проведено аналіз можливостей високоточного дозування технологічних матеріалів в технологіях точного землеробства з використанням алгоритму оптимального слідування по Красовському. Управління процесом відбувається на підставі картограм заданих норм внесення по біжучим оцінкам координат місцезнаходження МТА в полі та курсу його руху, а також шляхом реєстрації інформації про інтенсивність вихідного потоку ТМ і швидкість руху МТА в полі.

Ключові слова: дозування, технологічні матеріали, оптимальне управління.

порушення процесу виконання поставленого завдання. Можуть змінюватися такі динамічні параметри, як стала часу, коефіцієнт затухання системи тощо.

Мета досліджень

Необхідно виконувати вимоги оптимального управління режимами функціонування посівних машин.

Результати досліджень

Розглянемо можливість застосування алгоритму оптимального слідування по Красовському О.А. [1] на прикладі функціонування пневматичної висівної системи зернової сівалки для технологій ТЗ. Блок-схема керування нормою висіву насіння представлена на рис. 1.

Постановка проблеми

Однією з необхідних умов отримання високих урожаїв є забезпечення високоякісної сівби сільськогосподарських культур. Сучасні технології сівби передбачають ретельну підготовку ґрунту до сівби, висів насіння з високими кондиційними характеристиками, внесення підвищених доз добрив, застосування високоефективних гербіцидів, забезпечення вимог технологій точного землеробства (ТЗ). Останнє передбачає змінні норми висіву насіння по площі поля.

Аналіз останніх досліджень

Велику роль у формуванні високоточного розподілу насіння в ґрунті відіграє якість функціонування висівної системи сівалки.

Виконання механізованих технологічних операцій в полі характеризуються широким діапазоном перебігу різних збурень технічних систем – нерівностей поверхні поля, щільності ґрунту, змін температурних режимів функціонування систем тощо. Динамічні параметри, які характеризують стан технічних систем, при цьому також можуть змінюватись непередбаченим шляхом. Наприклад, забивання комірок висівного апарату приводить до зміни такого параметру системи, як коефіцієнт підсилення і, як результат, до недозволених

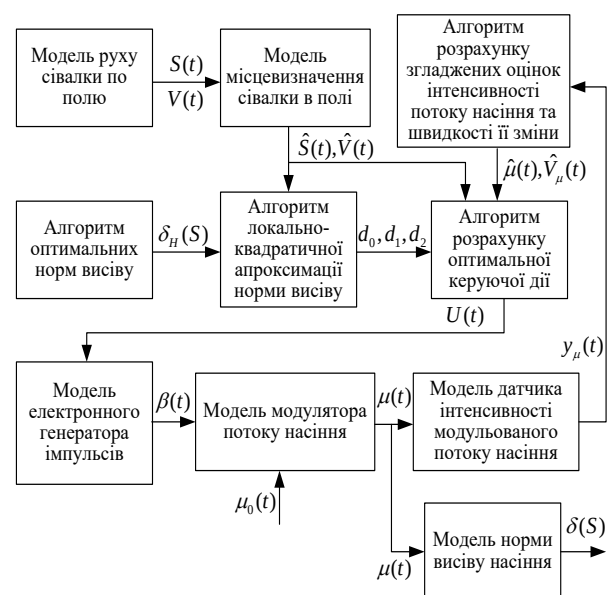


Рис. 1. Блок-схема системи оптимального керування інтенсивністю вихідного потоку насіння в одному з каналів висівної системи.

Модель динаміки процесу керування інтенсивністю потоку ТМ описується векторним диференціальним рівнянням виду:

$$\dot{\bar{x}} = A\bar{x} + BU(t) + \zeta(t), \quad (1)$$

$$\text{де } \bar{x}(t) = \begin{bmatrix} V_\mu(t) \\ \mu(t) \end{bmatrix}; A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & 0 \end{bmatrix}; B = \begin{bmatrix} b_{11} \\ 0 \end{bmatrix}; a_{11} = -\frac{2\xi}{T};$$

$$a_{12} = -\frac{1}{T^2}; a_{21} = 1; b_{11} = \frac{K}{T^2};$$

де T – стала часу, ξ – коефіцієнт затухання, K – коефіцієнт підсилення;

$\mu(t)$ – середня інтенсивність вихідного потоку насіння;

$$V_\mu(t) = \dot{\mu}(t);$$

де $U(t)$ – скалярна керуюча дія, що подається на вхід дозатора норми висіву насіння.

В оптимальному по Красовському О.О. алгоритмі слідкування прогнозована норма висіву:

$$\hat{\bar{x}}_3(\tau) = \begin{pmatrix} \frac{\partial \delta_n[\hat{S}(\tau)]}{\partial \hat{S}} \hat{V}(t) \\ \delta_n[\hat{S}(\tau)] \hat{V}(t) \end{pmatrix}, \quad (2)$$

де $\delta_n[\hat{S}(\tau)]$ – необхідна норма сівби;

$\hat{V}(t)$ – оцінка швидкості руху сівалки;

$\hat{S}(\tau) = \hat{V}(t)\tau$ – прогнозоване переміщення сівалки.

Слід зазначити, що якість виконання заданого режиму функціонування висівної системи певною мірою залежить від того, наскільки точно співпадають взяті з картограми-завдання значення заданих норм внесення ТМ з тими, що дійсно необхідні на кожний конкретний момент місцезнаходження МТА в полі. Залежить це від кроку періодизації даних в електронній цифровій картограмі-завданні і конкретних значень координат МТА в полі. Бажано уточнювати, за рахунок проведення операції апроксимації, цифрові дані, які вибираються з електронної картограми-завдання. Застосуємо локально-квадратичну апроксимацію, що дасть змогу отримувати дані з картограми-завдання точно для тих координат, де у цю мить знаходиться МТА. Тоді, необхідну норму висіву δ_n можна апроксимувати квадратичною функцією виду

$$\delta_n[\hat{S}(\tau)] = d_0 + d_1\hat{S} + d_2\hat{S}^2, \quad (3)$$

де d_0, d_1, d_2 – коефіцієнти локально квадратичної апроксимації норми сівби.

Вираз (2) буде мати вигляд:

$$\hat{\bar{x}}_3(\tau) = \begin{pmatrix} C_1 + C_2\tau \\ C_0 + C_3\tau + C_4\tau^2 \end{pmatrix}, \quad (4)$$

де $C_1 = d_1\hat{V}^2(t)$; $C_2 = 2d_2\hat{V}^3(t)$; $C_3 = d_1\hat{V}^2(t)$;

$$C_4 = d_2\hat{V}^3(t); C_0 = d_0\hat{V}(t);$$

Проведення оптимального керування інтенсивністю вихідного потоку ТМ (або потоку насіння в одному з каналів висівної системи, як для обраного прикладу) при роботі машини-реалізатора пов'язано з необхідністю отримання оцінок фактичної $\hat{\mu}(t)$ інтенсивності вихідного потоку ТМ (рис. 1) та швидкості зміни $\hat{V}_\mu(t)$ цієї інтенсивності.

Для моделі динаміки об'єкту керування виду (1) вирази для елементів перехідної матриці представляється можливим записати в наступній аналітичній формі:

– для випадку $\xi \neq 1$:

$$W_{11}(\tau) = \frac{1}{\lambda_2 - \lambda_1} [-\lambda_1 e^{\lambda_1 \tau} + \lambda_2 e^{\lambda_2 \tau}];$$

$$W_{12}(\tau) = \frac{\lambda_1 \lambda_2}{\lambda_2 - \lambda_1} [e^{\lambda_1 \tau} - e^{\lambda_2 \tau}]; \quad (5)$$

$$W_{21}(\tau) = \frac{1}{\lambda_2 - \lambda_1} [-e^{\lambda_1 \tau} + e^{\lambda_2 \tau}];$$

$$W_{22}(\tau) = \frac{1}{\lambda_2 - \lambda_1} [\lambda_2 e^{\lambda_1 \tau} + \lambda_1 e^{\lambda_2 \tau}],$$

$$\text{де } \lambda_1 = \frac{-\xi + \sqrt{\xi^2 - 1}}{T}; \lambda_2 = \frac{-\xi - \sqrt{\xi^2 - 1}}{T};$$

для випадку $0 < \xi < 1$:

$$\lambda_1 = -a + ib; \lambda_2 = -a - ib; \quad (6)$$

де

$$a = \frac{\xi}{T}; b = \frac{\sqrt{1 - \xi^2}}{T};$$

$$\lambda_1 + \lambda_2 = -2a = -\frac{2\xi}{T};$$

$$\lambda_1 \lambda_2 = a^2 + b^2 = \frac{1}{T^2};$$

$$\lambda_2 - \lambda_1 = -2ib = -\frac{2i\sqrt{1 - \xi^2}}{T}$$

$$(\lambda_2 - \lambda_1)^2 = -\frac{4(1 - \xi^2)}{T^2};$$

$$\cos \omega = \frac{1}{2}(e^{i\omega} + e^{-i\omega});$$

$$\sin \omega = \frac{1}{2i}(e^{i\omega} - e^{-i\omega}).$$

– для випадку $\xi = 1$:

$$W_{11}(\tau) = (1 - \frac{\tau}{T})e^{-\frac{\tau}{T}};$$

$$W_{12}(\tau) = -\frac{\tau}{T^2}e^{-\frac{\tau}{T}}; \quad (7)$$

$$W_{21}(\tau) = \tau e^{-\frac{\tau}{T}};$$

$$W_{22}(\tau) = (1 + \frac{\tau}{T})e^{-\frac{\tau}{T}}.$$

Вираз для оптимальної по Красовському О.А. керуючої дії представимо в наступному вигляді:

$$\begin{aligned}
U_O(t) = & P_1(C, K, \xi, T, \Delta T, q_{11}, q_{22}) \widehat{V}_\mu(t) + \\
& P_2(C, K, \xi, T, \Delta T, q_{11}, q_{22}) \widehat{\mu}(t) + \\
& P_3(C, K, \xi, T, \Delta T, q_{11}, q_{22}) d_0 \widehat{V}(t) + \\
& P_4(C, K, \xi, T, \Delta T, q_{11}, q_{22}) d_1 \widehat{V}^2(t) + \\
& P_5(C, K, \xi, T, \Delta T, q_{11}, q_{22}) d_2 \widehat{V}^3(t).
\end{aligned} \quad (8)$$

Параметри P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 визначаються за формулами:

$$\begin{aligned}
P_1 = & -C \frac{K}{T^2} [q_{11} f_5(\xi, T, \Delta T) + q_{22} f_6(\xi, T, \Delta T)]; \\
P_2 = & -C \frac{K}{T^2} [q_{11} f_1(\xi, T, \Delta T) + q_{22} f_2(\xi, T, \Delta T)]; \\
P_3 = & C \frac{K}{T^2} [q_{22} d_0 \widehat{V}(t) f_{08}(\xi, T, \Delta T)]; \\
P_4 = & C \frac{K}{T^2} [q_{11} d_1 \widehat{V}^2(t) f_{17}(\xi, T, \Delta T) + q_{22} d_1 \widehat{V}^2(t) f_{38}(\xi, T, \Delta T)]; \\
P_5 = & C \frac{K}{T^2} [q_{11} d_2 \widehat{V}^3(t) f_{27}(\xi, T, \Delta T) + q_{22} d_2 \widehat{V}^3(t) f_{48}(\xi, T, \Delta T)],
\end{aligned} \quad (9)$$

де $f_i(\xi, T, \Delta T)$ – аналітичні функції від параметрів $\xi, T, \Delta T$ (див. табл. 1);

$\widehat{\mu}(t), \widehat{V}_\mu(t)$ – оцінки біжучих значень $\mu(t)$ та $V_\mu(t)$;

$\widehat{V}$ – оцінка швидкості руху МТА.

Як бачимо, вираз для оптимальної керуючої дії регулятора норми висіву базується на даних, що несуть в собі картограми заданих норм внесення ТМ по біжучим оцінкам кінематичних параметрів руху МТА та кута курсу, а також на даних з реєстрації інформації про інтенсивність вихідного потоку насіння і швидкості руху МТА та його координат в площі сільськогосподарського поля. Частота відновлення параметрів апроксимації може бути прийнята такою, що дорівнює частоті відновлення керуючої дії.

Наведена методика аналітичного конструювання оптимального по Красовському регулятора складена для лінійної математичної моделі. Для урахування нелінійних ефектів, зокрема, обмеження на величину і швидкість зміни керуючої дії, уточнені значення коефіцієнтів закону управління, що отримані, доцільно уточнити шляхом прямої чисельної оптимізації.

Задача чисельної оптимізації закону керування виду (8) (у даному випадку коефіцієнтів P_1, P_2, P_3, P_4, P_5) зводиться до наступної задачі нелінійного програмування:

$$\begin{aligned}
\bar{P}_{opt} = & \arg \min \sigma(\bar{P}) \\
P_{i \min} \leq & P_i \leq P_{i \max}, i = 1, 2, 3, 4, 5
\end{aligned} \quad (10)$$

де $\bar{P} = (P_1, P_2, P_3, P_4, P_5)^T$;

σ – середньоквадратична помилка реалізації картограми заданих норм внесення ТМ.

Значення динамічних параметрів системи (ξ, T, K) і характеристик датчика інтенсивності потоку ТМ вважаються зафіксованими.

Для вирішення задачі нелінійного програмування (10) скористуємось методом випадкового пошуку з самонавчанням [2, 3]. Особливість даного методу вирішення задачі нелінійного програмування складається у введенні до розгляду так званого вектору пам'яті $\bar{W}_p$, який визначає переважний напрямок випадкових кроків на кожному j -му кроці пошуку. Для цього використовується формула [4]:

$$\bar{W}_{p_j} = \alpha \bar{W}_{p_{j-1}} - \beta_v \frac{\sigma(\bar{P}_j) - \sigma(\bar{P}_{j-1})}{\sigma(\bar{P}_{j-1})}, j = 2, 3, \dots \quad (11)$$

де α – коефіцієнт запам'ятовування ($0 < \alpha < 1$);

β_v – параметр швидкості навчання ($\beta_v > 0$);

$\bar{W}_p = (W_{p_1}, \dots, W_{p_n})^T, n = 5$ (для $j=1$ вектор-стовпець $\bar{W}_{p_1}$ задається).

j – номер кроку пошуку умовного екстремуму критерію $\sigma(\bar{P})$.

Черговий крок пошуку вважається вдалим, коли значення критерію $\sigma(\bar{P})$ зменшується у порівнянні з досягнутим на попередньому кроці і при цьому не порушуються обмеження

$$P_{i \min} \leq P_i \leq P_{i \max}, i = 1, \dots, n.$$

Перехід до чергової точки простору значень змінних параметрів $P_i (i = 1, \dots, n)$, які оптимізуються, відбувається по формулі [4]:

$$P_i = \bar{P}_i + \lambda_i \cdot \Lambda \cdot \delta P_i, i = 1, \dots, n \quad (12)$$

де Λ – глобальний масштаб пошуку;

$\lambda_i, i = 1, \dots, n$ – індивідуальні масштабні коефіцієнти пошуку;

$\bar{P}_i, i = 1, \dots, n$ – значення параметрів, що оптимізуються і які отримані при останньому вдалому кроці оптимізації;

$\delta P_i, i = 1, \dots, n$ – нормовані значення компонент вектору-стовбця $\bar{\delta P}(\bar{W})$, що отриманий в результаті спеціального перетворення [4].

Після кожного вдалого кроку пошуку відбувається збільшення глобального масштабу Λ шляхом його перемноження на так званий коефіцієнт росту $t_r > 1$, а після невдалого кроку відбувається зменшення величини Λ шляхом ділення на коефіцієнт скидання $t_s > 1$.

В якості умови припинення процесу оптимізації [5] можна прийняти виконання таких умов як, наприклад:

– виконання заданої максимальної кількості кроків пошуку;

– досягнення заданого мінімуму співвідношення N_v / N , де N_v – кількість вдалих кроків, N – загальна кількість кроків пошуку.

Таблиця 1. Аналітичні вирази для функцій $f_i(\xi, T, \Delta T)$, $i \in I$.

Функція	при $\xi > 1$	при $0 < \xi < 1$	при $\xi = 1$
$f_1 = \int_0^{\square T} W_{11}(\tau)W_{12}(\tau)d\tau$	$\frac{-\lambda_1\lambda_2}{2(\lambda_2-\lambda_1)^2}(e^{\lambda_1\Delta T}-e^{\lambda_2\Delta T})^2,$ $\partial e \lambda_1 = \frac{-\xi + \sqrt{\xi^2+1}}{T},$ $\lambda_2 = \frac{-\xi - \sqrt{\xi^2+1}}{T}$	$\frac{e^{-2d}}{4(1-\xi^2)}(\cos 2\omega - 1),$ $\partial e d = \xi \frac{\Delta T}{T},$ $\omega = \frac{\Delta T}{T}\sqrt{1-\xi^2}.$	$\frac{1}{2}\left(\frac{\Delta T}{T}\right)^2 e^{-\frac{2\Delta T}{T}}$
$f_2 = \int_0^{\square T} W_{21}(\tau)W_{22}(\tau)d\tau$	$\frac{1}{2\lambda_1\lambda_2} - \frac{(\lambda_2 e^{\lambda_1\Delta T} - \lambda_1 e^{\lambda_2\Delta T})^2}{2\lambda_1\lambda_2(\lambda_2 - \lambda_1)^2}$	$\frac{T^2}{2} - \frac{T^2 e^{-2d}}{4(1-\xi^2)}[1 +$ $+(1-2\xi^2)\cos 2\omega +$ $+\xi\sqrt{1-\xi^2}\sin 2\omega]$	$\frac{T^2}{e} -$ $-\frac{(T+\Delta T)^2}{2}e^{-\frac{2\Delta T}{T}}$
$f_5 = \int_0^{\square T} W_{11}^2(\tau)d\tau, [c]$	$\frac{1}{(\lambda_2 - \lambda_1)^2}[\frac{1}{2}(\lambda_1 e^{2\lambda_1\square T} +$ $+ \lambda_2 e^{2\lambda_2\square T}) +$ $+\frac{2\lambda_1\lambda_2}{\lambda_1 + \lambda_2}(1 - e^{(\lambda_1 + \lambda_2)\square T}) -$ $-\frac{1}{2}(\lambda_1 + \lambda_2)]$	$\frac{T}{4\xi} + \frac{T e^{-2d}}{4\xi(1-\xi^2)}(1 +$ $+\xi^2 \cos 2\omega +$ $+\xi\sqrt{1-\xi^2}\sin 2\omega)$	$\frac{T}{4} -$ $-\frac{T^2 - 2T\Delta T + 2\Delta T^2}{4T} \cdot$ $\cdot e^{-\frac{2\Delta T}{T}}$
$f_6 = \int_0^{\square T} W_{21}^2(\tau)d\tau, [c^3]$	$\frac{1}{(\lambda_2 - \lambda_1)^2}[\frac{1}{2\lambda_1\lambda_2}(\lambda_2 e^{2\lambda_1\Delta T} +$ $+ \lambda_1 e^{2\lambda_2\Delta T}) +$ $+\frac{2}{\lambda_1 + \lambda_2}(1 - e^{(\lambda_1 + \lambda_2)\Delta T}) -$ $-\frac{\lambda_1 + \lambda_2}{2\lambda_1\lambda_2}]$	$\frac{T^3}{4\xi} + \frac{T^3 e^{-2d}}{4\xi(1-\xi^2)}(1 +$ $+\xi^2 \cos 2\omega -$ $-\xi\sqrt{1-\xi^2}\sin 2\omega)$	$-e^{-\frac{2\Delta T}{T}}\left(\frac{T^2 + 2T\Delta T}{4} + \frac{2\Delta T^2}{4}\right) +$ $+\frac{T^3}{4}$
$C_1 f_{17} + C_2 f_{27} =$ $= \int_0^{\square T} W_{11}(\tau)(C_1 - C_2\tau)d\tau$ $f_{17}[c], f_{27}[c^2]$	$\frac{C_1}{\lambda_2 - \lambda_1}(e^{\lambda_2\Delta T} - e^{\lambda_1\Delta T}) +$ $+\frac{C_2}{\lambda_2 - \lambda_1}\{\Delta T(e^{\lambda_2\Delta T} - e^{\lambda_1\Delta T}) +$ $+\frac{1}{\lambda\lambda_2}[(\lambda_2 e^{\lambda_1\Delta T} - \lambda_1 e^{\lambda_2\Delta T}) +$ $+(\lambda_2 - \lambda_1)]\}$	$C_1 \frac{T e^{-d}}{\sqrt{1-\xi^2}} + C_2 T^2 \{1 +$ $+\frac{e^{-d}}{\sqrt{1-\xi^2}}[\sqrt{1-\xi^2}\cos \omega +$ $+(\xi + \frac{\Delta T}{T})\sin \omega]\}$	$C_1 \Delta T e^{-\frac{\Delta T}{T}} + C_2 T^2 \cdot$ $\cdot (\frac{T^2 + T\Delta T + \Delta T^2}{T^2} \cdot$ $\cdot e^{-\frac{\Delta T}{T}} - 1)$
$C_0 f_{08} + C_3 f_{38} + C_4 f_{48} =$ $\int_0^{\square T} W_{21}(\tau)(C_0 +$ $+ C_3\tau + C_4\tau^2)d\tau,$ $f_{08}[c^2], f_{38}[c^3],$ $f_{48}[c^4]$	$\frac{C_0}{\lambda_1\lambda_2}\{1 + A -$ $-\frac{C_3}{(\lambda_1\lambda_2)^2}\{(\lambda_1 + \lambda_2) + B +$ $+\Delta T(\lambda_1\lambda_2)A\} +$ $+\frac{C_4}{(\lambda_1\lambda_2)^3}\{2(\lambda_1^2 + \lambda_1\lambda_2 + \lambda_2^2) +$ $+ 2G - 2\Delta T\lambda_1\lambda_2 B +$ $+\Delta T^2(\lambda_1\lambda_2)^2 A\},$ $\partial e A = \frac{\lambda_1 e^{\lambda_2\Delta T} - \lambda_2 e^{\lambda_1\Delta T}}{\lambda_2 - \lambda_1}$ $B = \frac{(\lambda_1^2 e^{\lambda_2\Delta T} - \lambda_2^2 e^{\lambda_1\Delta T})}{\lambda_2 - \lambda_1}$ $G = \frac{(\lambda_1^3 e^{\lambda_2\Delta T} - \lambda_2^3 e^{\lambda_1\Delta T})}{\lambda_2 - \lambda_1}$	$C_0 \frac{T^2}{2}[1 - \frac{e^{-d}}{\sqrt{1-\xi^2}}(M +$ $+ \xi \sin \omega)] + C_3 \frac{T^2}{2}\{\xi T -$ $-\frac{e^{-d}}{2\sqrt{1-\xi^2}}[\Delta T(M +$ $+ \xi \sin \omega) + T(\xi M -$ $-\frac{1-2\xi^2}{2}\sin \omega)]\} +$ $+ C_4 T^2\{-T^2(1-\xi^2) +$ $+\frac{e^{-d}}{2\sqrt{1-\xi^2}}[\frac{T^2}{2}((1-4\xi^2) \cdot$ $\cdot M + \xi(3-4\xi^2)\sin \omega) -$ $- T\Delta T(2\xi M -$ $-(1-2\xi^2)\sin \omega) -$ $-\Delta T^2(M + \xi \sin \omega)]\},$ $\partial e M = \sqrt{1-\xi^2} \cos \omega;$	$C_0 T\{T - (T + \Delta T)e^{-\frac{\Delta T}{T}}\} +$ $+ C_3 T\{2T^2 - (2T^2 +$ $+ 2T\Delta T + \Delta T^2)e^{-\frac{\Delta T}{T}}\} +$ $+ C_4 T\{6T^3 - (6T^3 +$ $+ 6T^2\Delta T +$ $+ 3\Delta T^2 + \Delta T^3)e^{-\frac{\Delta T}{T}}\}$

На рис. 2 представлені графіки зміни дійсної і заданої норм висіву насіння. Як бачимо, лінія зміни фактичної норми внесення добрив дуже близько розташована до лінії заданих норм. Величина середньоквадратичних відхилень SD складає всього 3.7 кг/га проти близько 26 кг/га для існуючих висівних систем. Це указує на значне покращення процесу виконання заданої картограми сіви за умов наявності збурень у вигляді систематичної та шумової похибок вимірювань. Перехідні процеси відбуваються за час близько 0.8 с.

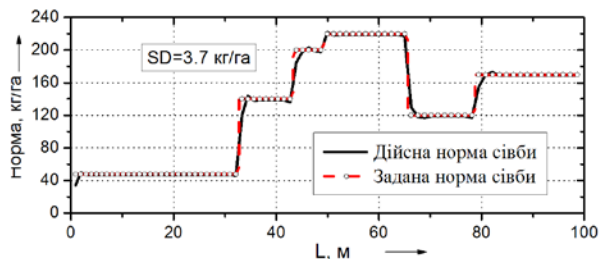


Рис. 2. Дійсна та задана норми сіви при застосуванні операції оптимізації параметрів висівної системи.

Всі наведені результати аналітичних досліджень можуть бути застосовані до будь-яких сільськогосподарських машин для внесення технологічних матеріалів (машин-реалізаторів), наприклад, для обприскувачів, машин для внесення агрохімікатів, концентрованих біологічних речовин тощо. Це підкреслює важливість виконаних досліджень з аналітичного і експериментального моделювання процесів оптимізації динамічних параметрів дозуючих систем машин-реалізаторів, як універсальної методики для розрахунку параметрів і режимів роботи сільськогосподарських машин у разі застосування їх в СТЗ.

Висновки

На підставі виконаних досліджень можливо зробити наступні висновки:

1. Закон керуючої дії регулятора машини для внесення ТМ в постановці оптимального по Красовському О.А. слідкування з прогнозуванням можливо отримати з даних, що несуть в собі картограми заданих норм внесення по біжучим оцінкам координат місцезнаходження МТА в полі та курсу його руху, а також за рахунок реєстрації інформації про інтенсивність вихідного потоку ТМ і швидкість руху МТА в полі.

2. Застосування локально-квадратичної апроксимації даних, що надходять з електронної картограми-завдання, дає можливість обраховувати дані про задані норми внесення ТМ для тих координат, в яких у мить виконання завдання знаходиться МТА.

3. Частоту оновлення параметрів локально-квадратичної апроксимації щільності вихідного потоку ТМ можна прийняти рівною частоті оновлення керуючої дії, а також частоті надходження посилок

даних від датчика інтенсивності потоку ТМ, швидкості руху МТА та датчика координат ГСП.

Список літератури

1. Красовский А. А. Обобщение задачи аналитического конструирования регуляторов при заданной работе управления и управляющих сигналов. Автоматика и телемеханика. 1969. № 7. С. 12–16.
2. Растринин Л. А., Рипа К. К. Непрерывный алгоритм самообучения при многопараметрической оптимизации методом случайного поиска. Автоматика и вычислительная техника. Рига. 1965. Вып. 10. С. 6–9.
3. Сборник процедур Альфа-системы автоматизации программирования. ВИКА имени А.Ф.Можайского. 1973. 108 с.
4. Захарин Ф. М. Методы и алгоритмы прикладного анализа. Статистическая фильтрация. Киев. КВВАИУ. 1977. Вып. 1. 120 с.
5. Вечера О. М., Роговський І. Л., Пастушенко С. І. Навігаційні системи в технологіях точного землеробства. Machinery & Energetics. Kyiv. Ukraine. 2018. Vol. 9. No 2. P. 133–138.

References

1. Krasovskii, A. A. (1969). Generalization of the problem of analytical design of regulators for a given job management and control signals. Automation and remote control. No 7. 12-16.
2. Rastrigin, L. A., Ripa, K. K. (1965). Continuous self-learning algorithm in multi-parameter optimization by random search. Automation and computer engineering. Riga. Vol. 10. 6-9.
3. Collection of procedures for alpha systems programming. (1973). WICK A. F. Mozhaysky. 108.
4. Zacharin, M. F. (1977). Methods and algorithms for applied analysis. Statistical filtering. Kiev. KWAI. Vol. 1. 120.
5. Vechera, O. M., Rogovskii, I. L., Pastushenko, S. I. (2018). Navigation systems in precision farming. Machinery & Energetics. Kyiv. Ukraine. Vol. 9. No 2. 133-138.

АНАЛІЗ ФУНКЦІОНУВАННЯ ПОСЕВНОЇ СИСТЕМИ СІВАЛКИ В ТЕХНОЛОГІЯХ ТОЧНОГО ЗЕМЛЕДІЛЛЯ

Л. В. Анискевич, Ф. М. Захарин

Аннотация. Проведен анализ возможностей высокоточного дозирования технологических материалов в технологиях точного земледелия с использованием алгоритма оптимального слежения по Красовскому. Управление процессом происходит на основании картограмм заданных норм внесения по текущим оценкам координат местонахождения МТА в поле и курса его движения, а также путем регистрации информации об интенсивности выходного потока ТМ и скорости движения МТА в поле.

Ключевые слова: дозировка, технологические материалы, оптимальное управление.

ANALYSIS OF OPERATION OF PLANTING INPUT
SYSTEM IN PRECISION AGRICULTURE
TECHNOLOGIES

Aniskevych L. V., Zaharin F. M.

Abstract. The analysis of possibilities of precision metering of process materials in technology of precision agriculture with the use of the algorithm for optimal tracking by Krasovsky. The process is controlled on the basis of the application maps according to the current estimates of the coordinates of the MTA location in the field and the course of its movement, as well as by recording information about the intensity of the output flow of TM and the speed of MTA movement in the field.

Key words: dosage, process materials, optimal control.

УДК 65.011.47:338.4

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ТРАНСПОРТНИХ ПРОЦЕСІВ У ЛАНЦЮГАХ ПОСТАЧАНЬ

О. М. Загурський

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Кореспонденція автора: zagurskiy_oleg@ukr.net.

Історія статті: отримано – вересень 2018, акцентовано – листопад 2018.

Бібл. 9, рис. 0, табл. 0.

Анотація. Загальна ефективність ланцюга постачань характеризується як високим рівнем економічної ефективності так і необхідними рівнями стійкості та якості функціонування усіх процесів у ньому, включаючи і ефективність транспортування. Оцінюючи транспортні процеси у ланцюгах постачань необхідно розглядати показники, які є критичними для підтримки необхідного рівня сервісу і найбільш повно характеризують результати виконаної роботи з погляду споживача. Найважливішими факторами в даному відношенні є час транспортування, собівартість перевезень та продуктивність.

В статті розглянуто основні методичні підходи до оцінки ефективності функціонування ланцюгів постачань та проведено удосконалення математичних моделей оцінки впливу виробничих показників транспортування на розмір транспортних витрат в ланцюгах постачань. Розроблено методологічний підхід, що дозволяє зв'язати складові моделей ефективності управління запасами, у ланцюгах постачань з продуктивністю транспортного процесу та врахувати основні чинники, що впливають на тривалість перевезення.

Ключові слова: ефективність, ланцюг постачань, продуктивність, собівартість, транспортний процес, управління запасами, час.

Постановка проблеми

Ефективність – одна з найважливіших характеристик якості системи, показник людської активності, що визначає здатність забезпечити кінцевий результат праці. Якщо розглядати економічну ефективність то це відносний показник, за яким зіставляється одержаний ефект із витратами або ресурсами, що були задіяні для його досягнення. Ефективність логістичної системи пов'язується із певним рівнем стійкості її функціонування за заданого рівня загальних логістичних витрат. З погляду споживача, який є кінцевою ланкою ланцюга постачань, ефективність визначається рівнем якості обслуговування його замовлення. А ефективність ланцюгів постачань поєднує всі ці поняття і характеризується як високим рівнем економічної ефективності так і необхідними рівнями стійкості та

якості функціонування усіх процесів у ньому, включаючи і ефективність транспортування.

Зважаючи на це при аналізі транспортних процесів у ланцюгах постачань необхідно розглядати показники, які є критичними для підтримки необхідного рівня стійкості і сервісу та найбільш повно характеризують результати виконаної роботи з погляду споживача. Найважливішими факторами в даному відношенні є час транспортування і продуктивність.

Аналіз останніх досліджень

Раціональна оцінка ефективності ланцюга постачань дозволяє виявити оптимальні шляхи її підвищення та посилити конкурентну перевагу компанії. На сьогодні існує чимало показників для здійснення такого аналізу, так, Б. Бімон приводить категоризацію показників за: ресурсами, результатом і гнучкістю. Ресурси включають вимірювання витрат, запасів та рентабельності інвестицій. Результат представлений рівнем задоволеності споживача та об'ємом відвантаженої продукції. Гнучкість передбачає можливість реагувати на зміни у обсягах та графіку, вона вимірюється у грошових одиницях чи одиницях часу [3].

Дж. Кіберл виділяє три категорії оцінки ефективності ланцюга постачання: 1) час, якість, витрати [8]. В. Хаузман пропонує розподілення показників за видами потоків. Для матеріального потоку – це групування показників за: задоволеністю споживачів, запасами, швидкістю обертання ресурсів, для фінансового – це період обертання робочого капіталу, запасів, дебіторської та кредиторської заборгованості [6].

Чан та Кі підрозділяють показники оцінки ефективності на дві групи: 1) кількісні (витрати, час виконання замовлень, використання виробничих потужностей та ресурсів), 2) якісні (задоволення споживачів, ступінь гнучкості, інтеграція інформаційного та матеріального потоків, ефективність управління ризиком та роботи постачальників) [5]. Х. Булінгер та М. Кухнер пропонують використання моделі Збалансованої Системи Показників (Balanced Scorecard) для оцінки ефективності ланцюга постачання [4].

Однак, врахування або використання тих чи інших наукових підходів ще не гарантує беззаперечної ефективності роботи логістичної системи. Це пояснюється тим, що в умовах динамічного ринкового середовища необхідно приймати управлінські рішення, що базуються не на емпіричних даних, а на кількісних розрахунках, які дозволяють ще на етапі планування ланцюга постачань оцінити усі потрібні показники. Особливо це стосується транспортних процесів, адже точно описати транспортну систему тільки аналітичними методами досить складно через велику кількість параметрів і факторів впливу на неї. Причому зовнішні фактори, параметри вхідних процесів і характеристики системи самі мають імовірнісну природу. Рішенням даної проблеми можуть стати інструменти, що надаються апаратом імітаційного моделювання.

Дослідженню визначених проблем логістики велику увагу приділяють сучасні вчені Р. Балоу [2], В. Лукинський і В. Драгомиров [9], Ли Хе-Йонг, Сео Янг-Юон та Дин-леди Джон [7].

Проте, не зважаючи на значну кількість напрацювань не обійшлося визначити, що комплексний підхід до оцінки показників ефективності транспортного процесу в ланцюгах постачань потребує розширення та удосконалення.

Мета досліджень

Метою роботи є аналіз методичних підходів до оцінки ефективності функціонування ланцюгів постачань та удосконалення математичних моделей оцінки впливу виробничих показників транспортування на розмір транспортних витрат в ланцюгах постачань.

Результати досліджень

Управління ланцюгами постачань є одним з основних джерел формування конкурентних переваг логістичних компаній. Відповідно оцінка та аналіз ефективності ланцюга постачань та удосконалення його основних процесів є головним завданням менеджменту підприємства. Перспективним напрямом в оцінці ефективності ланцюгів постачань з погляду розвитку науково-методологічної бази є моделі вимірювання цінності компанії, які дозволяють в тому числі й відстежити вплив транспортних операцій на фінансову діяльність компанії. Найбільш популярними з них є:

1. Загальні логістичні витрати (TLC – total logistics costs).
 2. Модель стратегічного прибутку (модель Дюпона).
 3. Показники управління вартістю компанії (EVA, MVA, SVA).
 4. Грошова додана вартість CVA (Cash Value Added).
 5. Концепція RAVE.TM
- З їх допомогою виявляються чинники, що визначають здатність ланцюга краще і дешевше за

своїх конкурентів задовольняти вимоги споживачів. Не зважаючи на різноманіття цих чинників загальним у всіх моделей є прагнення до зниження запасів та підтримання оптимального економічного розміру замовлення.

Модель оптимального економічного розміру замовлення *EOQ*, більш відома як модель (формула) Уїлсона, забезпечує мінімальну величину сумарних витрат і дає можливість мінімізувати видатки на зберігання запасу та їх замовлення. Розрахунковий механізм моделі *EOQ* засновано на мінімізації сукупних операційних та логістичних витрат на закупівлю й утримання запасів на підприємстві. Ці витрати заздалегідь поділяють на дві групи:

1) сума витрат на розміщення замовлень: сума витрат по завезенню товарів, витрати з транспортування і приймання товарів. Витрати по розміщенню замовлень на постачання виробничих запасів визначаються як відношення обсягу виробничого споживання сировини, матеріалів за період до середнього обсягу однієї партії постачання, помноженому на середню вартість розміщення одного замовлення;

2) сума витрат на утримання товарів на складі, що визначаються як добуток половини середнього обсягу однієї партії постачання сировини і середньої вартості зберігання одиниці виробничого запасу.

Модель *EOQ* дозволяє оптимізувати пропорції між цими двома групами витрат так, щоб сукупна їх сума була мінімальною. Для цього використовується формула Уїлсона, що має вигляд:

$$EOQ = \sqrt{\frac{2 \times D \times C}{Z_{xp}^1}}. \quad (1)$$

де: *EOQ* – оптимальний середній об'єм партії постачання сировини, матеріалів, тощо;

D – об'єм виробничого споживання сировини та матеріалів за період;

C – середня вартість розміщення одного замовлення на постачання сировини та матеріалів;

Z_{xp}^1 – середня вартість зберігання одиниці виробничого запасу за період.

Зі зростанням середнього розміру однієї партії постачання товарів знижуються операційні витрати на розміщення замовлення і зростають операційні витрати на утримання запасів на складі підприємства (і навпаки).

Разом з тим крім визначених характеристик, істотний вплив на процес формування та постачання замовлення роблять ще показники транспортування, а саме: собівартість і продуктивність перевезень.

Собівартість пов'язана з маршрутом та числом їздки. Вона показує ефективність використання різних моделей рухомого складу. Економічно ефективний і кращий той рухомий склад, у якого дана величина буде мінімальною. У повну собівартість автомобільних перевезень входять витрати на транспортування S_t , які ураховуються автотранспортними підприємствами, виконання експедиторських послуг S_e , навантажувально-розвантажувальні роботи S_{np} та дорожня складова S_a :

$$S_{\Pi} = S_t + S_e + S_{np} + S_a. \quad (2)$$

Собівартість перевезень, що враховується в АТП, складається із витрат, пов'язаних з рухом автомобіля та простоем його у пунктах навантаження/розвантаження. Можна записати, що:

$$S_T = \frac{\sum C_{\text{вит } 1 \text{ їзд}}}{P_{\text{їзд}}(W_{\text{їзд}})}, \quad (3)$$

де $\sum C_{\text{вит } 1 \text{ їзд}}$ – сума витрат за їзду;

$P_{\text{їзд}}(W_{\text{їзд}})$ – обсяг перевезень або виконана транспортна робота за їзду.

Сума витрат за їзду складається із змінних та постійних витрат.

$$\sum C_{\text{вит } 1 \text{ їзд}} = \sum C_{\text{змін}} + \sum C_{\text{пос}}. \quad (4)$$

$C_{\text{змін}}$ та $C_{\text{пос}}$ залежать від вантажопідйомності автомобіля. Залежності ці лінійні та мають вигляд:

$$C_{\text{змін}} = a_{\text{змін}} + b_{\text{змін}} \times q \times \gamma_{\text{СТ}}; \quad (5)$$

$$C_{\text{пос}} = a_{\text{пос}} + b_{\text{пос}} \times q \times \gamma_{\text{СТ}}. \quad (6)$$

де $a_{\text{змін}}$ і $b_{\text{змін}}$ – постійні коефіцієнти (параметри) залежності $C_{\text{змін}} = f(q\gamma_{\text{СТ}})$;

$a_{\text{пос}}$ і $b_{\text{пос}}$ – постійні коефіцієнти (параметри) залежності $C_{\text{пос}} = f(q\gamma_{\text{СТ}})$;

q – вантажопідйомність автомобільного транспортного засобу, т;

$\gamma_{\text{СТ}}$ – статичний коефіцієнт використання вантажопідйомності автомобільного транспортного засобу.

Продуктивність же навпаки, включає технічні параметри маршруту і представлена такими показниками, як середній час завантаження/розвантаження, вантажопідйомність автотransпортних засобів, тощо. Вона розраховується за формулою:

$$p = \frac{q_a \times \gamma_c \times \beta \times V_{\text{ТА}}}{L_{\text{СА}} + \beta \times V_{\text{ТА}} \times t_{\text{н/р}}}, \quad (7)$$

де q_a – вантажопідйомність автомобіля, т;

γ_c – коефіцієнт статистичної вантажопідйомності;

β – коефіцієнт використання пробігу (≤ 1);

$V_{\text{ТА}}$ – технічна швидкість автомобіля, км/год;

$L_{\text{СА}}$ – запланована відстань перевезень, км;

$t_{\text{н/р}}$ – час навантаження/розвантаження автомобіля, год.

Відповідно, якщо відомі тип товару, його обсяг та вантажопідйомність транспортного засобу, можна розрахувати середню швидкість – V_{CP} та час завантаження/розвантаження – $t_{\text{н/р}}$. На основі цих даних можна оцінити час доставки (Т) одного замовлення

$$T = L/V_{\text{CP}} + t_{\text{н/р}}. \quad (8)$$

Виходячи з часу доставки, отримуємо розмір транспортного тарифу в грн. за годину. Слід зазначити, що при транспортуванні на великі відстані, транспортна складова набуває особливої значущості, так як вона може значно перевищувати інші складові загальних витрат ланцюга постачання (в окремих випадках до 50 % собівартості продукту). Тому якщо середню вартість розміщення одного замовлення C на постачання сировини, матеріалів можна представити як суму середніх операційних витрати на розміщення замовлення та середніх логістичних витрати на

транспортування C_m , як групу витрат, які є невід'ємною частиною будь-якого замовлення, тоді оптимальний розмір партії (модель ЕОQ) може бути знайдений за формулою:

$$EOQ = \sqrt{\frac{2D(C_0 + C_m)}{3_{xp}^1}}. \quad (9)$$

Запропонований підхід дозволяє зв'язати складові моделей ефективності управління запасами, у ланцюгах постачання зокрема моделі ЕОQ з продуктивністю транспортного процесу і як наслідок включити в них параметри транспортування технічного характеру:

$$C_m = 2y \times \left(\frac{L}{V_{\text{CP}}} + t_{\text{н/р}} \right) \times g = \frac{kygL}{V_{\text{CP}}} + kygt_{\text{н/р}}, \quad (10)$$

де y – коефіцієнт використання пробігу;

k – кількість їздок за один маршрут;

g – тариф, грн/год.

У показник C_m входить добуток транспортної роботи і транспортного тарифу, що дозволяє перейти до економічного і вартісного вираження результату.

Транспортна робота, в свою чергу, представлена такими показниками, як середній час завантаження/розвантаження та вантажопідйомність автотransпортних засобів.

Таким чином, формула для розрахунку транспортні витрат (C_m) включає в себе суттєві параметри транспортування технічного характеру, які необхідно враховувати при плануванні ланцюга постачання і визначенні оптимального розміру замовлення.

Разом з тим сучасне ринкове середовище поряд з оптимізацією витрат ставить перед учасниками товарно-грошових відносин все більше вимог пов'язаних із швидкістю обслуговування споживачів та підвищенням ефективності та продуктивності транспортної діяльності.

Однією з головних характеристик будь-якої логістичної системи є своєчасність постачання, тобто параметр часу. До найбільш поширених причин запізень в практиці сучасних логістичних підприємств відносять:

1) порушення планованого часу на виконання перевезення – зміщує роботу на інших ділянках, що, в свою чергу, може привести до прибуття в пункт розвантаження (перевалки, митного контролю, порт тощо) у неробочий час;

2) навмисне порушення перевізником термінів постачання (приклад за погодинної оплата);

3) відсутність мобільної системи навігації;

4) ДТП, порушення швидкісного режиму тощо.

Кожна з визначених причин може бути визначена і об'єктивною і суб'єктивною, і залежить від багатьох факторів.

Проте з огляду на те, що сучасний ринок висуває підвищені вимоги до виконання всіх умов контракту, зокрема і термінів постачання товарів, при побудові ланцюгів постачання доцільне використання концепції точно-в-строк (JIT).

Термінологічний словник ЕЛА визначає поняття JIT як «доставку товарів (або партії товарів) в потрібну

точку ланцюга постачань точно в момент часу, коли в них виникає необхідність»¹.

Отже, концепція ЛІТ заснована на синхронізації обсягів і якості постачань відповідно до оперативних потреб виробництва. В її основу покладено децентралізований принцип управління матеріальним потоком, коли вказівки на початок виробництва надходять безпосередньо від складу або системи збуту підприємства, а ключовими елементами є інтегрована обробка інформації, сегментація виробництва і постачань, синхронізованих з виробництвом. Відповідно наявність точного розрахунку тривалості перевезень є однією із базових ідей концепції ЛІТ, особливо якщо йдеться про ланцюги постачань і перевезення пов'язані з ними.

Згідно зазначеної стратегії розрахунок часу для знаходження загальної тривалості рейсу перевезення (з урахуванням відповідних операцій: часу руху, накопичення, навантаження-розвантаження тощо), здійснюється за формулою:

$$T_0 = \sum_{r=1}^N \sum_{i=1}^A t_{r,i} + \sum_{r=1}^N \sum_{j=1}^B \tau_{r,j} + \sum_{r=1}^N \sum_{k=1}^C \theta_{r,k} + \sum_{r=1}^N \sum_{l=1}^D \varphi_{r,l} + \sum_{m=1}^E \psi_m + \sum_{n=1}^F \eta_n \quad (11)$$

де t_{i+1} – час руху між i -м і $(i+1)$ -м пунктами;

τ_j – час оформлення митних документів в j -му пункті (всередині країни і на прикордонних переходах);

θ_k – час навантаження, розвантаження і складування в k -му пункті;

A, B, C – кількість ділянок руху транспортного засобу і пунктів навантаження/розвантаження відповідно;

φ_l – випадкова складова, що відображає збільшення часу рейсу для проведення ремонтно-профілактичних робіт;

ψ_m – випадкова складова, що відображає обмеження, пов'язані з режимом праці та відпочинком екіпажу;

η_n – випадкова складова, що відображає заборони на рух транспортних засобів за маршрутом (вихідні дні, аварії, несправності тощо);

D, E, F – число випадків простою транспортного засобу з урахуванням зазначених причин, відповідно;

g – індекс, що відображає певний вид транспорту за мультимодальних перевезень (наприклад, при використанні на маршруті одночасно автомобільного, залізничного і морського транспорту $N = 3$).

Враховуючи те, що у визначеній моделі одна із складових ψ_m пов'язана із особливостями режиму праці і відпочинку водіїв (накопиченням часу роботи водія протягом їздки, що є обмеженням для кожного дня руху транспортного засобу за час рейсу), на наш погляд, вона має бути обмежена нерівністю

$$\sum t_{i,i+1} \leq T_{yn}, \quad (12)$$

де T_{yn} – нормована тривалість управління транспортним засобом в день ($T_y = 9$ год).

Крім того маємо ввести обмеження пов'язане з тривалістю щоденного відпочинку $T_{від}$

$$\sum t_{i,i+1} + \tau_i + \theta_k + \varphi_l + \eta_n \leq 24 - T_{від}. \quad (13)$$

В якому статистичні параметри циклу – час і середньоквадратичне відхилення – визначаються за формулами:

$$\bar{T} = \sum_{i=1}^N \bar{T}_i, \quad (14)$$

$$\sigma_T = \sqrt{\sum_{i=1}^N \sigma_i^2 + 2 \sum_{i \leq j} r_{ij} \sigma_i \sigma_j}, \quad (15)$$

де $\bar{T}$ – середнє значення часу виконання операції i -го циклу;

σ_T – середнє квадратичне відхилення часу виконання операції i -го циклу;

r_{ij} – коефіцієнт кореляції між i -ою і j -ою операціями циклу.

Запропоновані нами уточнення для моделі оцінки виконання транспортних операцій згідно ЛІТ дозволяють отримати більш точні дані про повний загальний час транспортування; ймовірності виконання постачання або час постачання з заданою вірогідністю. А побудована таким чином модель дозволяє врахувати все різноманіття чинників, що впливають на тривалість перевезення, що дає можливість менеджерам на етапі планування оцінити всі загрози і ризики, з якими потенційно може зіткнутися спроектований ними ланцюг постачань.

Розширена модель визначення часу виконання транспортування для декількох видів транспорту дозволяють провести аналітичну оцінку ключового показника транспортування, а саме тривалості логістичних циклів і прийняти обґрунтоване розрахунками компетентне рішення. Що в свою чергу дозволить отримати імовірнісні оцінки транспортних операцій відповідно до концепцій ЛІТ. Ця модель відрізняється від існуючого емпіричного підходу тим, що дозволяє проводити декомпозицію процесу транспортування на окремі складові, і описати їх як самостійні елементи з використання статистичних параметрів.

Висновки

1. Якість обслуговування споживачів у ланцюгах постачань в тому числі пов'язана і з підвищенням ефективності транспортної діяльності. Аналізуючи транспортні процеси у ланцюгах постачань необхідно розглядати показники, які є критичними для підтримки необхідного рівня сервісу і найбільш повно характеризують результати виконаної роботи з

¹ Англо-русский толковый словарь логистических терминов http://ocean.mstu.edu.ru/docs/files/20120202_1412-2.pdf.

погляду споживача. Найважливішими факторами в даному відношенні є час транспортування, собівартість перевезень та продуктивність.

2. На базовому рівні оцінки ефективності ланцюгів постачання за допомогою запропонованих математичних моделей можна оцінити вплив виробничих показників транспортування на розмір транспортних витрат по кожному виду транспорту, що дозволить отримати більш точні розрахунки, ніж використання усереднених значень. Запропонований підхід дозволяє зв'язати складові моделей ефективності управління запасами, у ланцюгах постачання з продуктивністю транспортного процесу та врахувати чинники, що впливають на тривалість перевезення. Його використання дає можливість проводити не просто моделювання, а розробляти систему оцінки транспортних витрат для конкретного підприємства, індивідуалізувати показники ефективності роботи і аналітично підходити до процесу оцінки ланцюгів постачання на етапі планування, оцінювати всі загрози і ризики, з якими потенційно може зіткнутися спроектований ланцюг постачання.

3. Подальші дослідження у цьому напрямку пов'язані із програмуванням та побудовою імітаційних моделей для аналітичної оцінки продуктивності та ефективності ланцюгів постачання.

Список літератури

1. *Англо-русский толковый словарь логистических терминов*. URL: http://ocean.mstu.edu.ru/docs/files/20120202_1412-2.pdf.
2. Ballou R. *Business Logistics Management*. Pierson: Prentice-Hall Entertainment, Inc., 2003. 816 p.
3. Beamon B. M. Measuring supply chain performance. *International Journal of Production Management*. 1999. № 19. P. 275–292.
4. Bullinger H. J., Kuhner M. Analysing supply chain performance using a balanced measurement method. *International Journal of Production Research*. 2002. № 40. P. 3533–3543.
5. Chan F. T. S., Qi H. J. An innovative performance measurement method for supply chain management. *Supply Chain Management: An International Journal*. 2003. № 3. P. 209–223.
6. Hausman W. *Financial Flows & Supply Chain Efficiency*. Visa Commercial Solutions 2005. URL: http://www.visa-asia.com/ap/sea/commercial/corporates/includes/uploads/Supply_Chain_Management_Visa.pdf.
7. Hee-Yong L., Young-Joon S., Din-woodie J. Supply chain integration and logistics performance: the role of supply chain dynamism. *The International Journal of Logistics Management*, 2016. Volume 27. Issue 3. P. 47–58.
8. Keebler J. S., Manrodt K. B., Durtsche D. A., Ledyard D. M. *Keeping Score: Measuring the Business Value of Logistics in the Supply Chain*. Oak Brook, IL: Council of Logistics Management, 1999. 330 p.
9. Lukinskiy V., Dragomirov V. Methods of evaluating transportation and logistics operations in supply chains. *Transport and Telecommunication*. 2016. Volume 17. № 1. P. 55–59.

Transport and Telecommunication. 2016. Volume 17. № 1. P. 55–59.

References

1. *English-Russian explanatory dictionary of logistics terms*. (2018). http://ocean.mstu.edu.ru/docs/files/20120202_1412-2.pdf.
2. Ballou, R. (2003). *Business Logistics Management*. Pierson: Prentice-Hall Entertainment, Inc.
3. Beamon, B. M. (1999). Measuring supply chain performance. *International Journal of Production Management*. № 19. 275–292.
4. Bullinger, H. J., Kuhner, M. (2002). Analysing supply chain performance using a balanced measurement method. *International Journal of Production Research*. № 40. 3533–3543.
5. Chan, F. T. S., Qi, H. J. (2003). An innovative performance measurement method for supply chain management. *Supply Chain Management: An International Journal*. № 3. 209–223.
6. Hausman, W. (2005). *Financial Flows & Supply Chain Efficiency/Visa Commercial Solutions*. URL: http://www.visa-asia.com/ap/sea/commercial/corporates/includes/uploads/Supply_Chain_Management_Visa.pdf. – Title from the screen.
7. Hee-Yong, L., Young-Joon, S., Din-woodie, J. (2016). Supply chain integration and logistics performance: the role of supply chain dynamism. *The International Journal of Logistics Management*, Volume 27. Issue 3. 47–58.
8. Keebler, J. S., Manrodt, K. B., Durtsche, D. A., Ledyard, D. M. (1999). *Keeping Score: Measuring the Business Value of Logistics in the Supply Chain*. Oak Brook, IL: Council of Logistics Management.
9. Lukinskiy, V., Dragomirov, V. (2016). Methods of evaluating transportation and logistics operations in supply chains. *Transport and Telecommunication*, Volume 17. № 1. 55–59.

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ ПРОЦЕССОВ В ЦЕПИ ПОСТАВОК

О. Н. Загурский

Аннотация. Общая эффективность цепи поставок характеризуется как высоким уровнем экономической эффективности так и необходимыми уровнями устойчивости и качества функционирования всех процессов в ней, включая и эффективность транспортировки. Оценивая транспортные процессы в цепях поставок необходимо рассматривать показатели, которые являются критическими для поддержания необходимого уровня сервиса и наиболее полно характеризуют результаты проделанной работы с точки зрения потребителя. Важнейшими факторами в данном отношении является время транспортировки, себестоимость перевозок и производительность.

В статье рассмотрены основные методические подходы к оценке эффективности функционирования цепей поставок и проведено усовершенствование математических моделей оценки влияния производственных показателей транспортировки на

размер транспортных расходов в цепях поставок. Разработан методологический подход, позволяющий связать составляющие моделей эффективности управления запасами в цепях поставок с производительностью транспортного процесса и учесть основные факторы, влияющие на продолжительность перевозки.

Ключевые слова: эффективность, цепь поставок, производительность, себестоимость, транспортный процесс, управление запасами, время.

ANALYSIS OF TRANSPORT PROCESSES EFFICIENCY IN SUPPLY CHAINS

Zagurskiy O. M.

Abstract. The common characteristics of the supply chains efficiency are a high level of economic efficiency and the necessary levels of stability and quality of the all processes operation in it, including the transportation efficiency. When the transport processes in the supply chains is evaluated it is necessary to consider the indicators which are critical to maintain the required service level and most fully characterize the results of the executed work from the consumer's point of view. The most important factors in this meaning are the transportation time, the transportation cost and productivity.

The basic methodological approaches of the assessing supply chain operation efficiency has been reviewed in this article. The improvement of the mathematical models of the production transport indicators impact assessment on the transport costs size in the supply chains have been done. A methodological approach that allows to link the components of the inventory management efficiency in the supply chains with the transport process efficiency has been developed. The main factors which have influence on the transportation duration have been taken into account.

Key words: efficiency, supply chain, productivity, cost, transport process, inventory management, time.

УДК 631.361.022

ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ БАРАБАНА ЖНИВАРКИ ЗА УМОВ ПЕРЕМІЩЕННЯ НИМ ЗЕРНОСОЛОМИСТОЇ МАСИ

В. О. Шейченко¹, І. А. Дудніков², А. Я. Кузьмич², М. В. Шевчук²

¹Полтавська державна аграрна академія, Україна.

²Національний науковий центр "Інститут механізації та електрифікації сільського господарства", Україна.

Кореспонденція авторів: vsheychenko@ukr.net, dudnikovigor17@gmail.com, akuzmich75@gmail.com, shevchuk_m2011@ukr.net.

Історія статті: отримано – вересень 2018, акцентовано – листопад 2018.

Бібл. 13, рис. 4, табл. 0.

Анотація. Розроблено моделі технологічного процесу переміщення зерносомистої маси (ЗСМ). Встановлено залежність радіуса барабана від половини кута охоплення підбарабання, висоти упорів барабану та відстані між упором барабану і підбарабанням, а також залежність радіуса барабана від половини кута охоплення підбарабання, кута нахилу похилої камери та зазору між бічною поверхнею барабану та бічною поверхнею підбарабання. Складено нові диференціальні рівняння руху ЗСМ спільно із упорами барабану пристрою попереднього обмолоту зерна та отримано залежності кутового переміщення та кутової швидкості матеріалу від часу перебування ЗСМ у просторі між упорами барабану та підбарабанням. Встановлено залежності кутової швидкості переміщення ЗСМ від конструкційних та кінематичних параметрів пристрою попереднього обмолоту та параметрів похилої камери.

Ключові слова: зернозбиральний комбайн, жниварка, пристрій попереднього обмолоту зерна, зерносомиста маса.

пристроєм попереднього обмолоту жниварки відбувається відділення зерна із ЗСМ. За таких умов важливим є встановлення раціональних параметрів обладнання, яке складає систему попереднього обмолоту зерна. Відмічена система повинна уможлилювати підвищення рівня відділення зерна за умов мінімального його травмування. Відомо, попередньо вимолочене зерно осідає в нижній частині потоку технологічної маси і не пошкоджується основним молотильним барабаном.

Актуальність досліджень обумовлена необхідністю підвищення продуктивності зернозбирального комбайну, зменшення нерівномірності подачі хлібної маси і травмування зернівок. Такі результати можливо досягти завдяки удосконаленню системи транспортування продукту, що обмолочується, від шнека жатки до транспортера похилої камери. Простір між шнеком жатки і транспортером зернозбирального комбайну оснащено обмолочуючо-транспортуючим пристроєм (пристроєм попереднього обмолоту зерна).

Аналіз останніх досліджень

Відомо, що ефективність застосування зернозбирального комбайна залежить від узгодженості реалізації технологічних процесів обмолоту та сепарації зерна, що в свою чергу визначає рівень пошкодження зерен [2]. Саме тому забезпечення максимально ефективної сепарації зерна в МСС комбайну є необхідною і достатньою умовою зменшення навантаження на соломотряс. Реалізація таких процесів призводить до зменшення втрат зерна, що в сукупності створює умови підвищення продуктивності зернозбирального комбайну.

Дослідженнями з визначення впливу параметрів зернозбирального комбайну на розподіл зерна в МСС встановлено, що збільшення швидкості руху комбайна (завантаження МСС) призводить до перерозподілу обсягів сепарації зерна між барабанами [3].

Дослідженнями [4] запропоновано аналітичну модель показника втрат зерна за молотаркою зернозбирального комбайна, які залежать від вологості солом, подачі технологічної маси на обмолот, соломистості

Постановка проблеми

Розвиток систем виробництва зернових на сучасному етапі характеризується підвищенням продуктивності та якості роботи сільськогосподарських агрегатів, особливо ключового елемента, від якого залежить ефективність всіх робіт, пов'язаних із збиранням зернових культур – зернозбиральних комбайнів [1].

Сучасний розвиток комбайнобудування підтверджує встановлені переваги комбайнових технологій збирання зерна (дешеві, низька трудомісткість), як основного продукту рослинництва. Відзначимо, що економіка інших технологій комбайнового збирання всього біологічного врожаю в цілому визначається витратами на збір і складування НЧУ.

В основу досліджень покладено гіпотезу за якою інтенсифікація процесу відділення зерна із зерносомистої маси (ЗСМ) на етапі його транспортування до молотильно-сепаруючої системи комбайну (МСС) сприяє відповідному зростанню ефективності систем виробництва зернових. Внаслідок взаємодії ЗСМ із

стості технологічного матеріалу та ефективної довжини комплексної системи сепарації зерна. Відмічено, що збільшення вологості соломи або соломистості обумовлює відповідне зростання втрат зерна в соломі [4].

У диференційній параметричній моделі розподіл зерна в МСС комбайна описується ймовірнісною функцією [5]. Для різних значень маси, що надходить в молотарку комбайну, побудовано функції розподілу.

У роботі [6] представлено стохастичну математичну модель процесів обмолочування і відділення зерна в молотильних апаратах тангенціального та аксіального типів. Отримані залежності описують частку необмолоченого, вільного та відділеного зерна в залежності від довжини МСС.

Моделю [7] описує фізичне відокремлення зерна від рослинного матеріалу в МСС комбайну в залежності від швидкості потоку матеріалу, його насипної щільності, товщини розділювального шару та коефіцієнта дифузії. Дана модель встановлює значення коефіцієнта відокремлення зерна в залежності від поточного положення та довжини МСС комбайну.

Дослідженнями [8] запропоновано здійснювати прогнозування розділення зерна в МСС комбайну завдяки штучній нейронній мережі, яка уможливорює визначення впливу на значення сепарації зерна зазору між барабаном та підбарабанням, швидкості обертання барабану, довжини стебел та подачі маси.

Переважає більшість фахівців характеризує процес обмолоту зернової маси таким, що відбувається тільки завдяки дії МСС зернозбирального комбайна. За таких умов не враховується динамічний вплив інших робочих органів жнивarki і комбайну на масу, що транспортується до МСС.

Проте на шляху до МСС взаємодія робочих органів із зерно-соломистою масою уможливорює послаблення зв'язків зернівки із колоском, а іноді і повне його відділення [9]. Процес обмолоту зерна розпочинається з моменту початку взаємодії пальців мотовила жнивarki із стеблом. Ступінь відділення зерна від маси, яку транспортує жнивarka, залежить від багатьох чинників: фази розвитку культури, вологості, стиглості, сорту, динамічних складових впливу на рослину тощо.

У зернозбиральних комбайнах КЗС-9 «Славутич» між жнивarkою та корпусом похилої камери комбайна розміщена проставка. Проставка забезпечує вирівнювання потоку рослинної маси і спрощує процес монтажу жнивarki. Вона складається з корпусу і бітера, оснащеного ексцентриковим пальчиковим механізмом. Бітер проставки транспортує хлібну масу з жнивarki в похилу камеру. Функцію попереднього обмолочування на цей механізм у зернозбирального комбайна КЗС-9 «Славутич» не покладено.

На проставку покладають функцію зменшення нерівномірності подачі і травмування хлібної маси за рахунок поліпшення умов транспортування продукту, що обмолочується. Іноді на проставку, або вузол, який може бути розміщено замість неї, покладають задачу попереднього обмолоту зерна.

Зернозбиральні комбайни, жнивну частину яких обладнано пристроєм попереднього обмолоту зерна, за умов дослідження на збиранні пшениці, забезпечу-

вали підвищення пропускної здатності в середньому на 24% і мали практично однакові із серійними комбайнами показники подрібнення зерна [9].

До недоліків відомих пристроїв попереднього обмолоту зерна [10] варто віднести низьку технологічну надійність. Крім того, в переважній більшості із них робочі органи жнивної частини транспортують скошену масу в молотарку в такому стані, як вона була сформована на ріжучому апараті – порційно, нерівномірно, переплутано [11]. Це призводить до зменшення продуктивності МСС комбайну, а також погіршення якісних показників обмолоту [12]. Особливо істотно це спостерігається за умов збирання плутаних, довгостебельних хлібів [13].

Технологічні процеси збирання та первинної переробки зернових в умовах українського сільськогосподарського виробництва характеризуються високим рівнем пошкодженості насіння. За таких умов просування насіння на європейські та світові ринки обмежено. Питання оцінювання ефективності механізмів, які здійснюють відділення зерна від ЗСМ на етапах переміщення по похилій камері жнивarki, не достатньо висвітлено у публікаціях. Саме тому дослідження комбінованого обмолочуючо-транспортуючого технологічного процесу, який здійснюється завдяки пристрою попереднього обмолоту зерна, оцінювання ефективності його функціонування за умов мінімального рівня травмування зерна робочими органами жнивarki зернозбирального комбайну, є досить перспективними завданнями.

Мета досліджень

Мета досліджень – підвищення ефективності функціонування зернозбирального комбайну, технологічних процесів, технічних засобів транспортування та обмолоту зерна жнивarkою завдяки обґрунтуванню раціональних параметрів барабану пристрою попереднього обмолоту зерна.

Результати досліджень

Досліджено пристрій попереднього обмолоту хлібної маси жнивarki комбайна, який містить проміжний молотильний барабан та деку, що встановлена під ним. Барабан виконано у вигляді циліндра діаметром 330 мм із тангенційно закріпленими на його поверхні зубчастими планками. Глуха (без отворів) циліндрична дека з кутом охоплення 56° ексцентрично встановлена під барабаном з можливістю регулювання зазорів на вході та виході.

Технологічний процес транспортування ЗСМ по похилій камері жнивarki представлено у вигляді складного комбінованого процесу. Постійно, внаслідок відділення зернівок від колосу, відбуваються змінення характеристик шару ЗСМ. Частка зерна в загальному потоці маси збільшується, осідає у нижню частину маси, утворюючи власний потік із відділеного зерна. Переміщення ЗСМ характеризується такими особливостями:

- відділення окремих зерняток, полови тощо із суцвіття зрізаних стебел, осідання в нижній частині потоку технологічної маси більш важчої за масою ніж соломка фракції зернівок;

- формування із відділених зернівок окремого зернового потоку;

- травмування зернин вже на ранніх етапах його транспортування.

Дослідження проведено за припущень, що бічну поверхню підбарання утворено внаслідок перетину площини дотичної до циліндричної поверхні барабана із концентричною циліндричною поверхнею (рис. 1). Кут нахилу дотичної площини β_H , зовнішній радіус барабану r_6 , внутрішній радіус концентричного циліндра – $r_6 + \delta_0$ (товщиною стінок циліндрів нехтуємо).

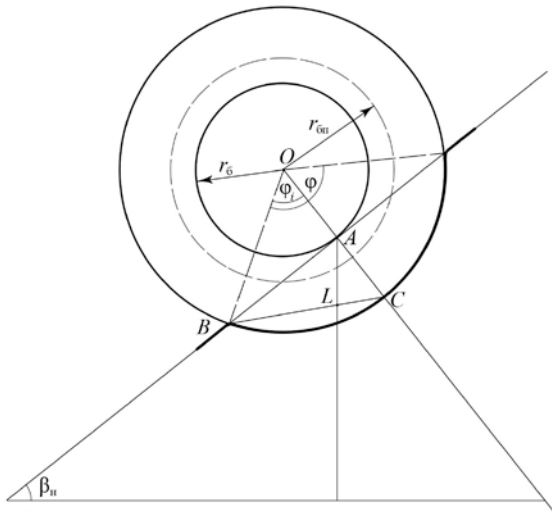


Рис. 1. Схема до аналізу утворення бічної поверхні підбарання.

Радіус барабана $OA = r_6$ (рис. 1).

$$AC = \delta_0 = h_{II} + \delta_{II} = h_{II} + \delta_3 + \delta_C.$$

$$BO = OC = r_6 + h_{II} + \delta_{II} = r_6 + h_{II} + \delta_3 + \delta_C.$$

$$\text{Із } \triangle BOA \Rightarrow \cos \varphi_i = \frac{OA}{OB} = \frac{r_6}{r_6 + h_{II} + \delta_{II}}.$$

Таким чином $r_6 = \cos \varphi_i (r_6 + \delta_0)$. Звідки

$$r_6 = \frac{\delta_0 \cos \varphi_i}{1 - \cos \varphi_i} = \frac{(h_{II} + \delta_{II}) \cos \varphi_i}{1 - \cos \varphi_i}. \quad (1)$$

Вираз (1) встановлює залежність радіуса барабана від половини кута охоплення підбарання φ_i та зазору між бічною поверхнею барабану та бічною поверхнею підбарання.

Згідно рис. 1

$$AL = \frac{LC \cos \frac{\varphi_i}{2}}{\sin \beta_H} \quad (2)$$

Так як

$$LB = BC - LC = \sqrt{\sin^2 \varphi_i (r_6 + \delta_0)^2 + \delta_0^2} - LC.$$

Тоді

$$\sin^2 \varphi_i \left(\sqrt{\sin^2 \varphi_i (r_6 + \delta_0)^2 + \delta_0^2} - LC \right) = AL \cos \beta_H.$$

Звідки

$$AL = \frac{\sin^2 \varphi_i \left(\sqrt{\sin^2 \varphi_i (r_6 + \delta_0)^2 + \delta_0^2} - LC \right)}{\cos \beta_H}. \quad (3)$$

Після перетворень отримаємо:

$$r_6 = \frac{\delta_0}{\sin \varphi_i} \left(\sqrt{\frac{\cos^2 \left(\beta_H - \frac{\varphi_i}{2} \right)}{\cos^2 \left(\beta_H + \frac{\varphi_i}{2} \right) \sin^2 \frac{\varphi_i}{2}} - 1 - \sin \varphi_i \right). \quad (4)$$

На рис. 2 наведено залежності радіуса барабана від половини кута охоплення підбарання, кута нахилу похилої камери та зазору між бічними поверхнями барабана та підбарання ($\beta_H = \frac{\pi}{4}$):

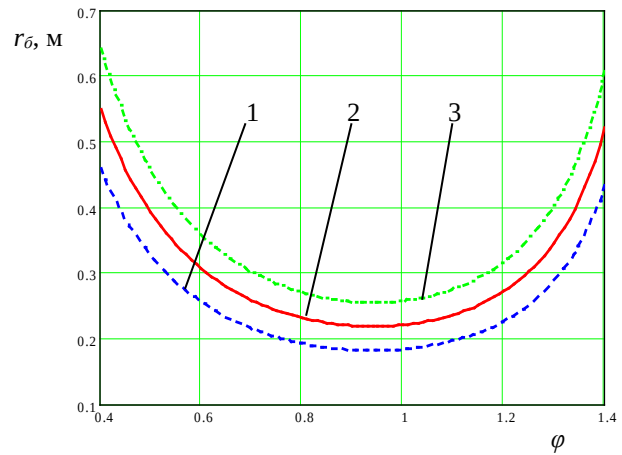


Рис. 2. Залежності радіуса барабана від половини кута охоплення підбарання: 1 – $\delta_0 = 0,025$ м; 2 – $\delta_0 = 0,03$ м; 3 – $\delta_0 = 0,035$ м.

На рис. 3 наведено залежності радіуса барабана від зазору між бічними поверхнями барабана та підбарання ($\beta_H = \frac{\pi}{4}$).

Проаналізувавши залежність (4) та побудовані за нею графіки (рис. 2) відмітимо існування екстремуму функції за значень половини кута охоплення $\varphi_i = 0,94$ рад (кут охоплення $\varphi \approx 108^\circ$). За таких умов

раціональне значення радіуса барабану при $\beta_H = \frac{\pi}{4}$:

для $\delta_0 = 0,025$ буде $r_6 \approx 0,182$ м; для $\delta_0 = 0,03$ – $r_6 \approx 0,219$ м; $\delta_0 = 0,035$ м – $r_6 \approx 0,255$ м відповідно.

Збільшення зазору між бічною поверхнею барабану та бічною поверхнею підбарання призводить до зростання радіуса барабана для усіх значень половини кута охоплення φ_i (рис. 3). Причому меншому куту охоплення відповідає більше значення радіуса барабану.

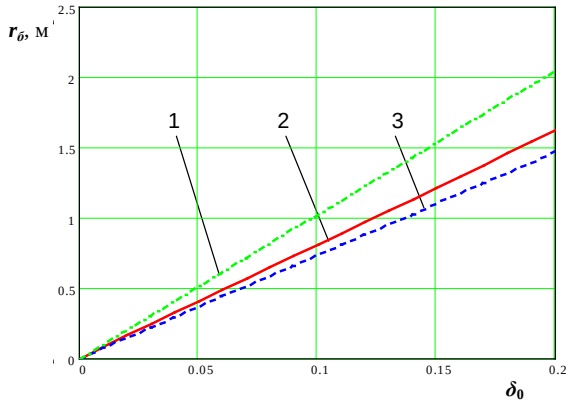


Рис. 3. Залежності радіуса барабана від зазору між бічними поверхнями барабана та підбарабання: 1 – $\varphi_i = 0,6$; 2 – $\varphi_i = 0,75$; 3 – $\varphi_i = 0,9$.

Встановлено залежність радіуса барабана від половини кута охоплення підбарабання φ_i та конструкційних параметрів (зазору між бічними поверхнями барабана та підбарабання) пристрою (1), а також залежність радіуса барабана від половини кута охоплення підбарабання, кута нахилу похилої камери та зазору між бічною поверхнею барабану та бічною поверхнею підбарабання (4).

Досліджено переміщення ЗСМ із проковзуванням по поверхні підбарабання. Складено математичну модель переміщення ЗСМ по поверхні підбарабання за умов, коли шар ЗСМ переміщується з кутовою швидкістю, яка співпадає із швидкістю обертання барабану. Спроекувавши сили, які діють на центр мас ЗСМ на вісь, що співпадає із напрямком швидкості, отримаємо:

$$\frac{m_{ЗСМ} dv_1}{dt} = -f_{ЗСМ} \frac{m_{ЗСМ} v_1^2}{r_\delta + h_{II} + \frac{\delta_{II}}{2}} - m_{ЗСМ} g \cos \beta_H - \kappa_n m_{ЗСМ} v_1, \quad (5)$$

де v_1 – швидкість переміщення центра мас ЗСМ; $m_{ЗСМ}$ – маса ЗСМ; $f_{ЗСМ}$ – коефіцієнт тертя ЗСМ по підбарабанням; $r_\delta + h_{II} + \frac{\delta_{II}}{2}$ – відстань від вісї обертання барабану до центра мас ЗСМ (тут прийнято припущення, що центр мас обертання ЗСМ розташований на однаковій відстані між упорами барабану та поверхнею підбарабання і шар ЗСМ представляє собою однорідну масу). Скоротивши на $m_{ЗСМ}$ та представивши

$$v_1 = \varphi_\delta \left(r_\delta + h_{II} + \frac{\delta_{II}}{2} \right),$$

отримаємо:

$$\frac{d\varphi_\delta}{dt} + f_{ЗСМ} \varphi_\delta^2 + \kappa_n \varphi_\delta + \frac{g \cos \beta_H}{\left(r_\delta + h_{II} + \frac{\delta_{II}}{2} \right)} = 0 \quad (6)$$

Розв'язок цього диференційного рівняння здійснено чисельними методами за допомогою метода Рунге-Куты за умов:

$$f_{ЗСМ} = 0,25, \quad \beta_H = \pi/4, \quad h_{II} = 0,02 \text{ м}, \\ \delta_0 = 0,045 \text{ м}, \quad \kappa_n = 0,3.$$

На (рис. 4,а) наведено залежність кутового переміщення від часу, а на (рис. 4,б) – кутової швидкості матеріалу від часу.

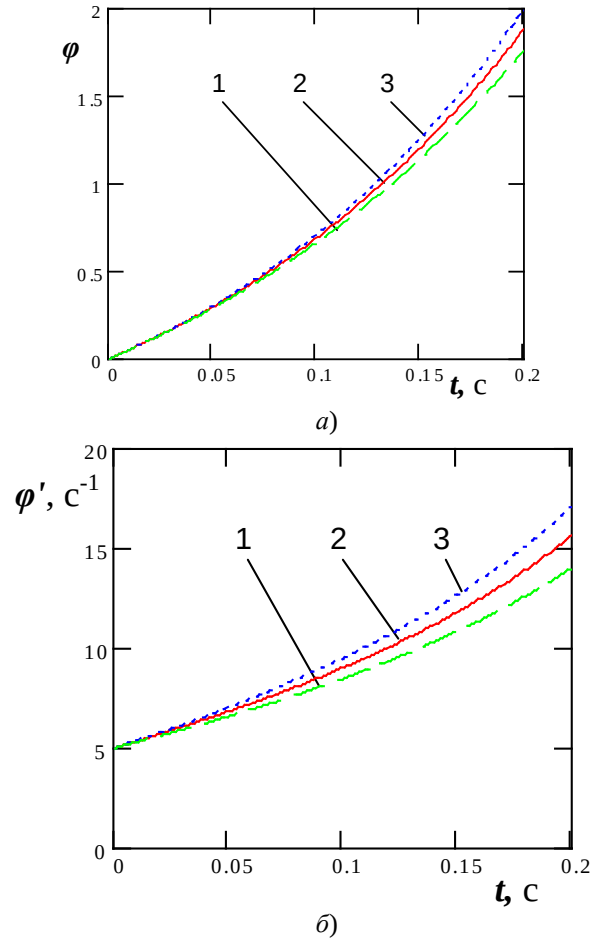


Рис. 4. Залежність кутового переміщення (а) та кутової швидкості матеріалу (б) від часу за таких значень радіуса барабана: 1 – $r_\delta = 0,25$ м; 2 – $r_\delta = 0,225$ м; 3 – $r_\delta = 0,20$ м.

Відзначимо, що за час перебування ЗСМ у проміжку між упорами барабану та підбарабанням необхідно забезпечити умови стабільного переміщення цієї маси спільно із упорами барабану. Такі умови можуть бути реалізовані за умов, коли кутова швидкість обертання барабану по мірі просування маси (зростання кутового переміщення) буде збільшуватися. Аналізуючи отримані рішення (рис. 4,а; рис. 4,б) відзначимо, що вони адекватно відображають відмічені вище вимоги. Так, якщо на вході у підбарабання значення початкової швидкості обертання барабану (початкова швидкість входження ЗСМ у підбарабання) складало $\varphi_\delta = 5 \text{ с}^{-1}$, то ділянці

$$t = 5 \cdot 10^{-3} \text{ с}, \quad \varphi_\delta = 5,169 \text{ с}^{-1},$$

$$t = 0,01 \text{ с}, \quad \varphi_\delta = 5,341 \text{ с}^{-1}, \quad t = 0,015 \text{ с}, \quad \varphi_\delta = 5,516 \text{ с}^{-1}.$$

Тобто за проміжок часу $t = 0.015$ с відбулося збільшення кутової швидкості переміщення ЗСМ на 10,3%.

Складено диференційні рівняння руху ЗСМ спільно із упорами барабану пристрою попереднього обмолоту зерна та отримано залежності кутового переміщення та кутової швидкості матеріалу від часу перебування ЗСМ у просторі між упорами барабану та підбарабанням. Встановлено залежності кутової швидкості переміщення ЗСМ від конструкційних та кінематичних параметрів пристрою попереднього обмолоту та параметрів похилої камери. Такі умови уможливають встановлення кінематичних параметрів переміщення ЗСМ по поверхні підбарабання за умов, коли шар ЗСМ переміщується з кутовою швидкістю, яка співпадає із швидкістю обертання барабану (рис. 4,а; рис. 4,б). Відмічені умови унеможливають забивання маси і забезпечують стабільне її переміщення по технологічному ланцюгу комбайну.

Висновки

1. Запропоновано взаємодію ЗСМ із підбарабанням представляти як контакт двошарової основи із нерухомою поверхнею підбарабання за умов постійного змінення товщини шарів (ЗСМ і відділеного зерна).

Відмічено, що явище відриву міжшарових зв'язків спостерігається за умов утворення у нижній частині підбарабання шару відділеного зерна. Контакт ЗСМ із підбарабанням відбувається через шар зерна. Шар зерна не має постійних характеристик внаслідок змінення кількості зернівок, що його утворюють.

2. Встановлено залежність радіуса барабана від половини кута охоплення підбарабання, висоти упорів барабану та відстані між упором барабану і підбарабанням (1), а також залежність радіуса барабана від половини кута охоплення підбарабання, кута нахилу похилої камери та зазору між бічною поверхнею барабану та бічною поверхнею підбарабання (4), що уможливили встановити раціональні значення радіуса барабану ($r_6 \approx 0,18 - 0,25$ м) за значень кута нахилу похилої камери $\beta_H = \frac{\pi}{4}$ та відповідного значення зазору між бічною поверхнею барабану та бічною поверхнею підбарабання $\delta_0 = 0,025 - 0,035$ м.

3. Складено нові диференційні рівняння руху ЗСМ спільно із упорами барабану пристрою попереднього обмолоту зерна та отримано залежності кутового переміщення та кутової швидкості матеріалу від часу перебування ЗСМ у просторі між упорами барабану та підбарабанням. Встановлено залежності кутової швидкості переміщення ЗСМ від конструктивних та кінематичних параметрів пристрою попереднього обмолоту та параметрів похилої камери.

4. Сукупно розкрито причинно-наслідкові зв'язки між системно зумовленими подіями і механізованою операцією переміщення комбінованого шару ЗСМ і відділеного зерна як двох взаємно залежних процесів, своєчасність виконання яких зумовлює стабільність

технологічної операції переміщення маси по технологічному ланцюгу комбайна.

Список літератури

1. Шейченко В. О., Войтюк Д. О., Шульган І. М. Економічні аспекти підвищення надійності та якості виконання технологічного процесу машинними агрегатами. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2007. Вип. 51. С. 204–211.
2. Srivastava A., Georing C., Rohrbach R., Buckmaster D. Engineering principles of agricultural machinery. ASAE. Publication. 801M0206. 2006.
3. Шейченко В. О., Недовесов В. І., Грицака О. М. Дослідження обмолоту зерна трибарабанною молотаркою. Сільськогосподарські машини. Луцьк. 2015. Випуск 33. С. 149–155.
4. Занько М. Д., Недовесов В. І. Аналітичне моделювання втрат зерна за молотаркою в залежності від умов роботи зернозбирального комбайна. Механізація та електрифікація сільського господарства. Глеваха. 2013. Вип. 97. С. 483–488.
5. Trollope J. R. A mathematical model of the Threshing Process in a Conventional Combine Thresher. Journal of Agricultural Engineering Research. 1982. Vol. 27. No 2. P. 119–130.
6. Miu P. I., Kutzbach H. D. Modeling and simulation of grain threshing and separation in threshing units. Computers and Electronics in Agriculture. 2007. Vol. 60. P. 96–104.
7. Gregory J. M. Mathematical relationship prediction grain separation in combines. Transactions of the ASAE. 1988. Vol. 30(6). P. 1600–1604.
8. Mirzazadeh A., Abdollahpour S., Mahmoudi A., Ramazani Bukat A. Intelligent modeling of material separation in combine harvester's thresher by ANN. International Journal of Agriculture and Crop Sciences. 2012. Vol. 4 (23). P. 1767–1777.
9. Антипин В. Г., Коробицын В. М. О перемещении обмолачиваемой культуры по подбарабанию. Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1979. № 8. С. 7–9.
10. Федорова О. А. Патент 2191237 RU, МПК A01F 12/18, A01F 12/20, A01F 12/22. Молотильно-сепарирующее устройство. 2000105020/13; заявл. 29.02.2000; опубл. 20.04.2002.
11. Цепляев А. Н., Ряднов А. И., Федорова О. А. Патент 2202165 RU, МПК A01D 41/00, A01D 41/02, A01D 41/12, A01F 12/18. Зерноуборочный комбайн. 2000109659/13; заявл. 17.04.2000; опубл. 20.04.2003.
12. Серый Г. Ф., Косилов Н. И., Ярмаш Ю. М., Русанов А. И. Зерноуборочные комбайны. Москва. Агропромиздат. 1986. 247 с.
13. Колесников А. В. Повышение эффективности технологического процесса обмолота зернобобовых культур путем усовершенствования молотильно-сепарирующей части молотилки. Наукові праці Південного філіалу Національного університету біоресурсів і природокористування України "Кримський агротехнологічний університет". Технічні науки. 2013. Вип. 153. С. 104–111.

References

1. *Sheychenko, V. O., Voytyuk, D. O., Shulhan, I. M.* (2007). Economic aspects of improving the reliability and quality of performance of technological process of machine aggregates. *Bulletin of Kharkov national technical University of agriculture named Peter Vasilenko. Kharkov.* Vol. 51. 204-211.
2. *Srivastava, A., Georing, C., Rohrbach, R., Buckmaster, D.* (2006). *Engineering principles of agricultural machinery* (2nd ed). ASAE Publication 801M0206.
3. *Sheychenko, V. O., Nyedovyesov, V. I., Hrytsaka, O. M.* (2015). Study of threshing grain triparanol grind. *Agricultural machines. Lutsk.* Issue 33. 149-155.
4. *Zanko, M. D., Nyedovyesov, V. I.* (2013). Analytical modelling of grain losses behind the thresher depending on the working conditions of combine harvester. *Mechanization and electrification of agriculture. Glevaha.* 2013. Vol. 97. 483-488.
5. *Trollope, J. R.* (1982). A mathematical model of the Threshing Process in a Conventional Combine Thresher. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 27(2), 119-130.
6. *Miu, P. I., Kutzbach, H. D.* (2007). Modeling and simulation of grain threshing and separation in threshing units. *Computers and Electronics in Agriculture.* 60. 96-104.
7. *Gregory, J. M.* (1988). Mathematical relationship prediction grain separation in combines. *Transactions of the ASAE*, 30(6), 1600-1604.
8. *Mirzazadehl, A., Abdollahpour, S., Mahmoudi, A., Ramazani Bukat, A.* (2012). Intelligent modeling of material separation in combine harvester's thresher by ANN. *International Journal of Agriculture and Crop Sciences.* 4 (23). 1767-1777.
9. *Antypyn, V. H., Korobytsyn, V. M.* (1979). About moving oborachivaemost culture under barabanu. *Mechanization and electrification of agriculture.* Vol. 8. 7-9.
10. *Fedorova, O. A.* (2002) Threshing and separating device. Patent RU, No 2191237.
11. *Tseplyaev, A. N., Ryadnov, A. I., Fedorova, O. A.* (2003). Combine harvester. Patent RU, No. 2202165.
12. *Seryy, H. F., Kosylov, N. I., Yarmash, Yu. M., Rusanov, A. I.* (1986). *Combine harvester.* Moscow. Ahropromyzzdat. 247.
13. *Kolesnykov, A. V.* (2013). Improving the efficiency of the technological process of threshing legumes through improved threshing and separating part of the grind. *Scientific papers of the southern branch of National University of life and environmental Sciences of Ukraine Crimean agrotechnological University. Technical Sciences.* Vol. 153. 104-111.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ БАРАБАНА ЖАТКИ В УСЛОВИЯХ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ НИМ ЗЕРНОСОЛОМИСТОЙ МАССЫ

*В. А. Шейченко, І. А. Дудніков, А. Я. Кузьмич,
М. В. Шевчук*

Аннотация. Разработаны модели технологического процесса перемещения зерносоломистой массы (ЗСМ). Установлена зависимость радиуса барабана от половины угла охвата подбарабання, высоты упоров барабана и расстояния между упором барабана и подбарабанием, а также зависимость радиуса барабана от половины угла охвата подбарабання, угла наклона наклонной камеры и зазора между боковой поверхностью барабана и боковой поверхностью подбарабання. Составлены новые дифференциальные уравнения движения ЗСМ совместно с упорами барабана устройства предварительного обмолота зерна и получены зависимости углового перемещения и угловой скорости материала от времени пребывания ЗСМ в пространстве между упорами барабана и подбарабанием. Установлены зависимости угловой скорости перемещения ЗСМ от конструкционных и кинематических параметров устройства предварительного обмолота и параметров наклонной камеры.

Ключевые слова: зерноуборочный комбайн, жатка, устройство предварительного обмолота зерна, зерносоломистая маса.

RESEARCH OF PARAMETERS OF COMBINE HEADER DRUM IN CONDITIONS WITH MOVEMENT OF GRAIN AND STRAW MASS

*Sheychenko V. O., Dudnikov I. A., Kuzmich A. Ya.,
Shevchuk M. V.*

Abstract. The models of the technological process of grain and straw mass (GSM) transfer is developed. The dependence of the radius of the drum on the half-angle of the concave, the height of the drum stops and the distance between the drum stop and the concave is established. Also the dependence of the radius of the drum on the half-angle of the coverage of the concave, the angle of inclination of the feeder house and the gap between the side surface of the drum and the side surface of the concave is established. New differential equations of motion of the GSM together with the stops of the drum of the preliminary grain threshing device is constructed and the dependences of the angular displacement and the angular velocity of the material on the residence time of the GSM in the space between the drum stops and the concave are obtained. The dependence of the angular velocity of the displacement of the GSM on the structural and kinematics parameters of the preliminary threshing device and the parameters of the feeder house were determined.

Key words: combine harvester, header, device for preliminary threshing of grain, grain and straw mass.

УДК 631.363

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОЗПОВСЮДЖЕННЯ ОЗОНУ У ШАРІ ЗЕРНА ПРИ ЙОГО СУШІННІ ІЗ ВИКОРИСТАННЯМ ВІБРООЗОНУЮЧОГО КОМПЛЕКСУ

О. В. Цуркан, Д. В. Присяжнюк

Ладизинський коледж Вінницького національного аграрного університету, Україна.

Кореспонденція авторів: dima061992@yahoo.com.

Історія статті: отримано – вересень 2018, акцентовано – листопад 2018.

Бібл. 12, рис. 1, табл. 0.

Анотація: в роботі описана математична модель розповсюдження та поглинання озону у складі сушильного агенту при післязбиральній обробці зернової сировини із використанням віброозонуючого комплексу.

Ключові слова: зернова сировина, післязбиральна обробка, сушіння.

Постановка проблеми

Сушіння є одним з найважливіших етапів підготовки зерна до зберігання в сільськогосподарському виробництві. В даний час досить широкого поширення для виконання даного технологічного процесу знайшов конвективний метод сушіння. Але поряд зі своїми перевагами даний метод має і ряд вагомих недоліків, одним з істотних яких є значна енергоємність. У зв'язку з цим досить інтенсивно здійснюється науковий пошук по розробці шляхів і методів зниження енергоємності конвективного способу обробки [1].

Інтенсивними методами інтенсифікації сушіння зернової сировини є впровадження технології озонування в поєднанні з вібраційним впливом на оброблювану сировину.

Озон інтенсифікує швидкість сушіння зернових за рахунок безпосереднього хімічного і біохімічного впливу на сільськогосподарську сировину, покращує переміщення вологи з внутрішніх шарів і тепломасообмін в процесі сушіння в цілому.

При використанні озону економія становить близько 89 кг умовного палива на тону отриманої сировини.

Сушіння з використанням озону викликає антибактерицидний вплив і підвищує показники якості зерна, унеможливорює процеси самозігрівання, зумовлює необхідний стан спокою в період зберігання, збереження об'єму обробленого матеріалу.

Тому, зникає необхідність в протравленні зерна та є можливість мінімізувати енерговитрати на процес сушіння.

Особливістю використання озону є те, що він не призводить до утворення шкідливих побічних речовин, оскільки озон розкладається до атомарного кисню [2].

Вібраційний вплив на зерно під час його сушіння у свою чергу забезпечує рівномірність обробки матеріалу з унеможливленням виникнення зон локального перегріву за рахунок постійного руху сировини.

Тому на кафедрі ПОПХВ ім. проф. П.С. Берника Вінницького національного аграрного університету було розроблено віброозонуючий комплекс, робота якого заснована на комплексній дії озону та вібротехнологій на оброблювану зернову сировину.

Як відомо, вплив озону при обробці насіння сільськогосподарських культур, залежить від характеру розподілу та поглинання озону по всьому об'ємові обробки [3].

При пропусканні через шар зернової сировини суміші озону та повітря, частина озону буде поглинатися, у зв'язку з чим вміст озону зменшиться, відповідно частина зерна може бути необроблена при заданій концентрації озону.

У зв'язку з цим для достовірного визначення впливу суміші озону та повітря на обробку зерна, потрібно виявити закономірності поглинання озону зерном.

Аналіз останніх досліджень

Корисність і актуальність використання вібротехнологій в процесі сушіння висвітлені в роботах [4, 5].

Теоретичним і експериментальним дослідженням процесу сушіння специфічної сільськогосподарської сировини присвячені роботи [6, 7].

Результати застосування фізичних ефектів з метою інтенсифікації процесу сушіння і подальшого зберігання сільськогосподарської продукції наведені в роботах [8, 9].

Детальний огляд і класифікація вібраційного і сушильного обладнання здійснені в роботах [10, 11].

В роботі [12] детально наведені особливості впливу озоноповітряної суміші на характеристики зернової сировини при сушінні в залежності від концентрації озону, часу сушіння тощо.

Встановлено залежність між зміною зараження зерна спорами грибків (фузаріум, аспергілос) і концентрацією озону в складі сушильного агенту.

Мета досліджень

Метою досліджень є визначення залежності розповсюдження та поглинання озону у складі сушильного агента від морфологічних особливостей матеріалу, швидкості руху сушильного агента, товщини шару зернової сировини, продуктивності генератора озону тощо.

Результати досліджень

Швидкість поглинання озону зерною сировиною з озоноповітряної суміші визначається сорбуючою активністю зерна та значенням концентрації озону.

Цю залежність можна описати рівнянням виду [3]:

$$\frac{dC}{dt} = -K_c \cdot C \cdot S, \quad (1)$$

де C – концентрація озону, мг/м³;

K_c – константа швидкості поглинання озону одиницею об'єму зерна мг/м³с;

S – площа зернової маси, м².

Для визначення константи швидкості поглинання озону через шар насіння пропускатись озоноповітряна суміш з визначеними параметрами (V_{CA} , V , S , C) та через певні проміжки часу вимірювалась концентрація озону на вході та виході шару зерна.

Зміна концентрації озону в озоноповітряній суміші може бути описана рівнянням:

$$\frac{dC}{dt} = \frac{S}{V} [V_{CA}(C_0 - C) - K_c C V], \quad (2)$$

де V_{CA} – швидкість подачі сушильного агента, насиченого озonom, м/с;

V – об'єм оброблюваного зерна, м³;

C_0 – концентрація озону на вході, мг/м³;

C – концентрація озону на виході, мг/м³.

Розв'язок рівняння (2) має вигляд:

$$C = \frac{C_0 \cdot V_{CA}}{V_{CA} + K_c \cdot S \cdot V} \left[1 - \exp \left(- \frac{V_{CA} + K_c \cdot S \cdot V}{V} \cdot t \right) \right], \quad (3)$$

З рівняння (3) при відомих параметрах V_{CA} , V , S , C можна визначити величину константи швидкості поглинання озону зерном. Оскільки рівняння (2) є трансцендентним відносно K_c та його рішення в елементарних функціях не може бути отримано, тому величину K_c можна знайти за рівнянням (3) методом ітерації за допомогою ЕВМ.

При продуванні озоноповітряною сумішшю шару зерна деякої товщини відбувається поглинання озону.

Математичний опис розповсюдження озону по глибині шару зерна може бути основане на прикладі руху озоноповітряного потоку в вигляді плоского фронту. В стаціонарному режимі рівняння розповсюдження озону матиме вигляд:

$$\frac{dC}{dX} = \frac{K_c \cdot S(X) \cdot C}{V_{CA}}, \quad (4)$$

де C – концентрація озону, мг/м³;

V_{CA} – швидкість руху сушильного агента,

насиченого озonom, через шар насіння, м/с;

K_c – константа швидкості поглинання озону одиницею площі поверхні насіння мг/м³с;

$S(X)$ – площа взаємодії поверхні насіння з озonom у фронті розповсюдження озоноповітряної суміші, м².

Припустимо, що константа швидкості поглинання озону насінням в усталеному режимі змінюється по експоненті та може бути описана відношенням:

$$K_c = -K_0 \cdot \exp[-\beta C], \quad (5)$$

де K_0 – величина константи швидкості поглинання озону насінням при концентрації озону, рівній нулю;

β – константа, що характеризує залежність швидкості поглинання озону від його концентрації.

Тоді розв'язок рівняння (2) з урахуванням (3) можна зобразити в наступному вигляді:

$$\int_{C_{ex}}^{C_{enx}} \frac{e^{\beta C}}{C} \cdot dC = -\frac{K_0}{V_{CA}} \int_0^h S(X) dX, \quad (6)$$

де C_{ex} , C_{enx} – концентрація озону в газовій суміші на вході та виході шару насіння;

h – товщина шару насіння.

Розв'язок рівняння (6) буде мати вигляд:

$$\int_{C_{ex}}^{C_{enx}} \frac{e^{\beta C}}{C} dC = \int_{C_{ex}}^{C_{enx}} \frac{1}{C} \left(1 + \frac{\beta C}{1} + \frac{\beta^2 C^2}{2} + \frac{\beta^3 C^3}{6} \right) dC = \ln |C| \Big|_{C_{ex}}^{C_{enx}} + \beta C \Big|_{C_{ex}}^{C_{enx}} + \frac{\beta^2 C^2}{6} \Big|_{C_{ex}}^{C_{enx}} + \frac{\beta^3 C^3}{24} \Big|_{C_{ex}}^{C_{enx}} = \ln C_{enx} - \ln C_{ex} - C_{ex} K_c + b \cdot (C_{enx} - C_{ex}) + \frac{\beta^2}{6} \cdot (C_{enx}^3 - C_{ex}^3) + \frac{\beta^3}{24} \cdot (C_{enx}^4 - C_{ex}^4); \quad (7)$$

$$\frac{\beta^2}{6} \cdot (C_{enx}^3 - C_{ex}^3) + \frac{\beta^3}{24} \cdot (C_{enx}^4 - C_{ex}^4);$$

$$\frac{K_0}{V_{CA}} \int_0^h S(X) dX = \frac{K_0}{V_{CA}} \cdot S(X) \cdot h. \quad (8)$$

З лівої частини рівняння (8) беремо перші два члена, тоді отримаємо:

$$\ln \frac{C_{enx}}{C_{ex}} = -\frac{1}{V_{CA}} K_0 \cdot S(X) \cdot h. \quad (9)$$

З цього слідує, що:

$$C_{enx} = C_{ex} \cdot \exp \left[-\frac{K_0}{V_{CA}} \cdot S(X) \cdot h \right]. \quad (10)$$

Необхідну продуктивність озонатора визначимо із співвідношення:

$$\Phi = N_v \cdot C_{enx}, \quad (11)$$

де N_v – продуктивність вентиляційної установки, м³/год;

C_{enx} – концентрація озону на виході в шарі насіння, мг/м³.

Відповідно, концентрація озоноповітряної суміші на вході в сушильну камеру з зерном, що обробляється, визначається як:

$$C_{ex} = \frac{C_{enx}}{\exp \left[-\frac{K_0}{V_{CA}} \cdot S(X) \cdot h \right]}, \quad (12)$$

Виразимо площу потоку:

$$S(X) = \frac{L_0}{V_{CA}} \quad (13)$$

Тоді:

$$C_{ex} = \frac{C_{вих}}{\exp \left[-\frac{K_0}{V_{CA}^2} \cdot L_0 \cdot h \right]} \quad (14)$$

Швидкість сушильного агенту, насиченого озonom:

$$V_{CA} = \sqrt{\frac{2Rd}{\lambda \rho}}, \quad (15)$$

де λ – коефіцієнт опору тертя;

ρ – щільність озонopовітряної суміші, що переміщується, кг/м³;

d – діаметр отвору, м.;

R – опір шару зерна, Па.

Відповідно:

$$C_{ex} = \frac{C_{вих}}{\exp \left[-\frac{K_0 \cdot L_0 \cdot h \cdot \lambda \cdot \rho}{2R \cdot d} \right]} = \frac{C_{ex}}{\exp \left[-\frac{K_0 \cdot L_0 \cdot h \cdot \lambda \cdot \rho \cdot 1}{\sqrt[4]{\frac{S(X)}{\pi}} \cdot R} \right]}.$$

Згідно рівняння для опору шару зерна:

$$C_{ex} = \frac{C_{вих}}{\exp \left[-\frac{K_0 \cdot L_0 \cdot \lambda \cdot \rho}{19,62A \cdot V_{CA}^n \cdot d} \right]} = \frac{C_{ex}}{\exp \left[-\frac{K_0 \cdot L_0 \cdot \lambda \cdot \rho \cdot 1}{39,24 \cdot \sqrt[4]{\frac{S(X)}{\pi}} \cdot A \cdot V_{CA}^n} \right]},$$

де A та n – коефіцієнти, що залежать від морфологічних властивостей зерна.

Продуктивність генератора озону:

$$\Phi = N_v \cdot \frac{C_{вих}}{\exp \left[-\frac{K_0 \cdot L_0 \cdot h \cdot \lambda \cdot \rho}{2R \cdot d} \right]} = N_v \cdot \frac{C_{ex}}{\exp \left[-\frac{K_0 \cdot L_0 \cdot h \cdot \lambda \cdot \rho \cdot 1}{\sqrt[4]{\frac{S(x)}{\pi}} \cdot R} \right]}.$$

З урахуванням зниження продуктивності електроозонуючого пристрою при збільшенні температури та вологості повітря, що надходить до генератора:

$$\Phi = K_{\text{тп}} \left(N_v \cdot \frac{C_{вих}}{\exp \left[-\frac{K_0 \cdot L_0 \cdot h \cdot \lambda \cdot \rho}{2R \cdot d} \right]} \right) = K_{\text{тп}} \left(N_v \cdot \frac{C_{ex}}{\exp \left[-\frac{K_0 \cdot L_0 \cdot h \cdot \lambda \cdot \rho \cdot 1}{\sqrt[4]{\frac{S(x)}{\pi}} \cdot R} \right]} \right),$$

де $K_{\text{тп}}$ – емпіричний коефіцієнт, який враховує зниження продуктивності від вологості та температури повітря:

$$K_{\text{тп}} = (1 - 0,0077t - 0,008\phi),$$

де t – температура повітряного потоку, °C;

ϕ – вологість повітря, %.

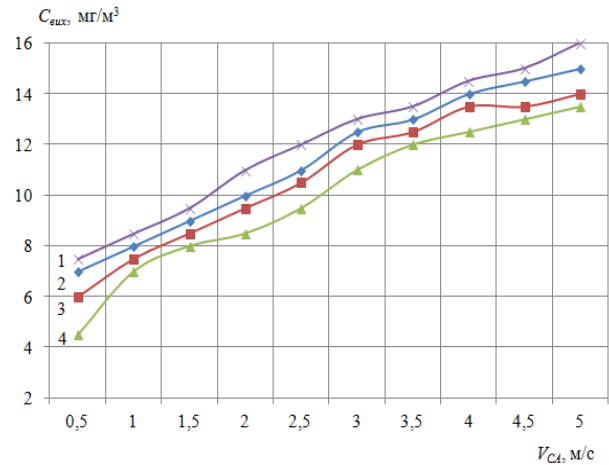


Рис. 1. Залежність концентрації озону $C_{вих}$ в озонopовітряній суміші від швидкості руху сушильного агента V_{CA} : 1 – при товщині шару зерна в сушильній камері $h=0,3$ м; 2 – при товщині шару зерна в сушильній камері $h=0,4$ м; 3 – при товщині шару зерна в сушильній камері $h=0,5$ м; 4 – при товщині шару зерна в сушильній камері $h=0,6$ м.

Знаючи значення константи швидкості поглинання озону можна визначити відношення між товщиною шару зерна та необхідною швидкістю сушильного агента, насиченого озonom, яка повинна забезпечувати допустиме значення концентрації озону на виході потоку.

Висновки

1. Технологічний процес сушіння зернової сировини вимагає розробку і впровадження нових прогресивних методів та технологій, які б забезпечували отримання високоякісного кінцевого матеріалу з мінімальними витратами часу та енергоресурсів.

2. Поєднання технології озонування разом із вібраційним впливом на оброблювану сировину під час її обробки є перспективним напрямком розвитку технології зерносушіння.

3. Аналітичний та чисельний розв'язок складених рівнянь надасть можливість перевірити адекватність розробленої математичної моделі отриманим експериментальним даним та вибрати раціональні робочі параметри віброозонуючого комплексу для виконання операції сушіння зерна у процесі його післязбиральної обробки.

Список літератури

1. Цуркан О. В., Присяжнюк Д. В., Герасимов О. О., Коломієць А. С. Особенности процесса и оборудования для сушки зернового сырья с использованием озона.

MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Vol. 18. No 4. 2016. С. 37–44.

2. Ермакова В. А., Ермаков П. П. Озонирование зерна. Днепропетровск. 2017. 125 с.

3. Ксенз Н. В., Симонов М. Н., Симонова Е. Н. Предпосевная обработка семян сельскохозяйственных культур электроактивированной водой. АЧГАА. Зерноград, 1998. 6 с.

4. Куцакова В. Е., Богатирьев А. Н. Интенсификация тепло-массообмена при сушке пищевых продуктов. Москва. Агропромиздат. 1987. 236 с.

5. Членов В. А., Михайлов Н. В. Виброкипящий слой. Москва. Стройиздат. 1967. 224 с.

6. Голубович А. В. Теория и технология сушки семян овощных и бахчевых культур. Москва. Агропромиздат. 1987. 140 с.

7. Берник П. С., Цуркан О. В., Герасимов О. О. Оптимізація ресурсозберігаючої технології вібраційного сушіння високовологого насіння. Праці Таврійської державної агротехнічної академії. Мелітополь. ТДАТА. 2006. Вип. 44. С. 3–10.

8. Тарушкин В. И., Лубников С. И., Дашиников В. Н. Новая конкурентоспособная автоматизированная технология сушки семян. Вестник семеноводства в СНГ. № 3. 1999. С. 26–32.

9. Хлист Е. Б., Литвинчук А. А., Троцька Т. М. Озоновые технологии в производстве. Москва. МГУ имени Ломоносова. 2003. 27 с.

10. Зимин Е. М., Крутов В. С. Усовершенствование конструктивно-технологических схем установок для сушки зерна в кипящем слое. Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1999. №2-3. 1999. С. 10–12.

11. Калиновська О. П. Применение вибрационной сушки в комбикормовой промышленности. Москва. 1979. 42 с.

12. Ксенз Н. В., Попандухало К. Х. Повышение качества зерна на основе использования озонородушных смесей. Азово-Черноморская государственная агроинженерная академия, Зерноград. 2009. 130 с.

References

1. Tsurcan, A. V., Prisyazhnyuk, D. V., Gerasimov, A. A., Kolomiets, A. S. (2016). Features of the process and equipment for drying of grain raw materials using ozone. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Vol. 18. No 4. 37–44.

2. Ermakova, V. A., Ermakov, P. P. (2017). Ozonation of grain. Dnepropetrovsk. 125.

3. Ksenz, N. V., Simonov, M. N., Simonova, E. N. (1998). Presowing treatment of seeds of agricultural crops electroactivated water. ACHGAA. Zernograd. 6.

4. Kutsakova, V. E., Bogatyrev, A. N. (1987). Intensification of heat-mass transfer during drying of food products. Moscow. Agropromizdat. 236.

5. Chlenov, V. A., Mikhailov, N. V. (1967). Vibration layer. Moscow. Stroyizdat. 224.

6. Golubovic, V. A. (1987). Theory and technology of drying of seeds of vegetable and melon crops. Moscow. Agropromizdat. 140.

7. Bernik, S. P., Turcan, A. V., Gerasimov, A. A. (2006). Optimization of resource-saving technologies of vibratory drying vysokopolnogo seeds. Works of Tavria state agrotechnical Academy. Melitopol. TDATA. Vol. 44. 3-10.

8. Taruskin, V. I., Lesnikov, S. I., Gasnikov, V. N. (1999). New competitive automated technology of drying of seeds. Bulletin of seed in the CIS. No 3. 26-32.

9. Hlist, E. B., Litvinchuk, A. A., Trotskaya, T. M. (2003). Ozone production technology. Moscow. Lomonosov Moscow state University. 27.

10. Zimin, E. M., Krutov, V. S. (1999). Improvement of technological schemes of installations for grain drying in fluidized bed. Mechanization and electrification of agriculture. No 2-3. 10-12.

11. Kalinovskiy, E. P. (1979). Application of vibratory drying in the feed industry. Moscow. 42.

12. Ksenz, N. V., Popanduhalo, K. K. (2009). Improving the quality of grain based on the use of ozone-air mixtures. The Azov-black Sea State Agroengineering Academy, Zernograd. 130.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ОЗОНА В СЛОЕ ЗЕРНА ПРИ ЕГО СУШКЕ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВИБРООЗОНИРУЕМОГО КОМПЛЕКСА

О. В. Цуркан, Д. В. Присяжнюк

Аннотация. В работе описана математическая модель распространения и поглощения озона в составе сушильного агента при после уборочной обработке зернового сырья с использованием виброозонируемого комплекса.

Ключевые слова: зерновое сырье, послеуборочная обработка, сушка.

MATHEMATICAL MODEL OF DISTRIBUTION OF OZONE IN LAYER OF GRAIN DURING DRYING WITH USE OF VIBRATING ZONEREMOVE COMPLEX

Tsurkan O. V., Prisyazhnyuk D. V.

Abstract. The paper describes the mathematical model of the propagation and absorption of ozone in the composition of the drying agent after spiraling processing of grain raw materials with use of vibrating zoneremove complex.

Key words: raw grain, after harvest processing, drying.

УДК 624.138.2.678.063

ТЕОРЕТИЧНІ ПІДХОДИ ДО ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ ҐРУНТУ

М. Я. Довжик, О. О. Соларьов

Сумський національний аграрний університет, Україна.

Кореспонденція авторів: dekanatitf@ukr.net, lmcsan@i.ua.

Історія статті: отримано – вересень 2018, акцентовано – листопад 2018.

Бібл. 8, рис. 3, табл. 0.

Анотація. В статті розглянуто механізми ущільнення ґрунту, процеси, які виникають у ньому під час контакту з колесом, тобто загальний процес деформації та ущільнення, яке не лише на поверхні, а й те, що розповсюджується вглиб масиву. Напруження, які виникають у товщі родючого шару, розповсюджуються вглиб масиву, цим самим утруднюючи вільний доступ вологи до кореня рослини. На сьогоднішній день існує досить багато різноманітних моделей деформації ґрунту, що знайшли своє використання, найрозповсюдженіші розглянуті далі в статті.

Ключові слова: напруження у ґрунті, ущільнення ґрунту під рушіями МТА, моделі напруженого стану ґрунту.

Постановка проблеми

Сьогодні, поряд з класичною механікою ґрунтів, заснованою на визначенні напруженого стану ґрунту при допущенні лінійної залежності між зусиллями й деформаціями, застосовується багато інших методів.

Аналіз останніх досліджень

У 1801 році М. І. Фусс запропонував гіпотезу, основою якої було поняття пропорційної залежності деформацій ґрунту від навантаження. А в 1885 році Ж. Буссієск отримав рішення задачі про розподілення напружень у ґрунті в напівпросторі від дії зосередженої сили, започаткувавши основи теорії розподілення напружень у ґрунті. У другій половині XIX століття та з приходом XX ст. Г. Є. Паукер, М. Леві, У. Репкін, Л. Прандль створили принципи сучасної теорії граничної рівноваги сипучих середовищ [1].

До появи в літературі робіт К. Тергаці науковці розглядали ґрунти як суцільні, однорідні, однофазні, матеріали, часто вважали, що щільність та вологість у процесі деформування майже не змінюється. К. Тергарці у своїх роботах описував, що основні явища, які спостерігаються у поведінці ґрунту під час навантаження залежать від зміни кількісного співвідношення фаз ґрунту у процесі деформування та від механічної взаємодії фаз.

Мета досліджень

Метою наших досліджень є визначення оптимальної математичної моделі, яку можна використовувати в реальних умовах.

Результати досліджень

До недоліків класичної механіки ґрунтів слід віднести, що вона не давала відповіді на основне питання визначення напруженого стану ґрунтів за межами лінійної, пружної стадії деформування.

За розрахунковими моделями М. М. Герсєванова дозволялось умовно надавати певні ідеальні властивості ґрунтам, як, припущення про рівномірний розподіл напруження за горизонтальними перерізами основи, поверхня якої навантажена [2].

В багатьох випадках недостатня надійність рішень класичної механіки ґрунтів сприяла застосуванню нового підходу до проектування – принцип граничних станів, який був вперше запропонований у 1948 році групою інженерів на чолі з В. М. Келдишевим.

У підручнику «Інженерна геологія. Механіка ґрунтів, основи та фундаменти» під редактуванням Н. Л. Зоценко читаємо: «Способи описати весь комплекс властивості ґрунтів за допомогою однієї моделі потребують розроблення складного математичного апарату розрахунків, проведення трудомістких експертиз для вивчення параметрів моделі і все-таки навряд чи можуть дати позитивний результат найближчими роками». Саме тому були створені численні моделі, які використовуються у механіці ґрунтів. Серед них найбільш відомими є статичні моделі, які не враховують зміни в ґрунті за часом, та реологічні моделі, які, навпаки, враховують вплив часу. Існують також більш складні моделі, що враховують взаємодію ґрунту з рідиною в його порах.

Розглянемо моделі ґрунтів, які зводяться до відношення «напруження - деформація», контактні моделі. Поділ всіх моделей можна виконати за такою ознакою: входить чи ні в їх рівняння час. Моделі, які мають в своїх рівняннях залежність від часу, називають реологічними. В основному їх беруть зі статичних моделей, в яких час не беруть до уваги з додаванням в'язкості, подібно до моделей Максвелла

чи Бінгама [3, 4]. Існують і більш складні т-моделі, які не виводяться прямо із статичних. Детально в своїх працях описують моделі Вялов С. С. [5], Зарецький Ю.К., Мартиросян З. Г. [6].

У такій науці як реологія, пружні, в'язкі та пластичні властивості тіл моделюють набором механічних елементів, які з'єднують паралельно чи послідовно. Такі моделі частіше всього моделюють, як ідеально пружне тіло (підкорюється закону Гука); модель із в'язкими властивостями та ідеально пластичним тілом – Сен-Венома [7].

Розходження, яке виникає між дійсними властивостями ґрунтів та їх моделями призвели до виникнення багатоелементних моделей з великою кількістю пружних та в'язких елементів.

Інший загальний поділ пов'язаний із встановленням залежності «напруга-деформація». З урахуванням того, що ґрунт є не суцільним, а дискретним середовищем, його реальною моделлю може бути та, яка описує взаємодію окремих частинок з урахуванням фізичного виду зв'язків між ними. У загальній літературі цей напрям має назву мікропідходу.

Альтернативою цій моделі є макropідхід, заснований на гіпотезі про безперервність ґрунтового середовища.

Континуальні моделі, які звичні для механіки суцільного середовища, можна провести за такими ознаками: моделі лінійно-деформованого середовища; граничної рівноваги; моделі пружно-пластичного середовища.

Найбільш поширеними моделями в інженерній практиці механіки ґрунтів є моделі лінійно-деформованого середовища. У цих моделях, крім разового навантаження і лінійної залежності між напругами та деформацією, розглядають тільки загальну деформацію без поділу на пружну й пластичну складові [8].

Рівняння цих моделей записуються у вигляді:

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \mu(\sigma_y + \sigma_z)]; \quad \gamma_{xy} = \frac{2(1+\mu)}{E} \tau_{xy}; \quad (1)$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \mu(\sigma_x + \sigma_z)]; \quad \gamma_{yz} = \frac{2(1+\mu)}{E} \tau_{yz}; \quad (2)$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \mu(\sigma_x + \sigma_y)]; \quad \gamma_{zx} = \frac{2(1+\mu)}{E} \tau_{zx}; \quad (3)$$

де E – модуль загальної лінійної деформації, μ – коефіцієнт Пуассона.

Моделі теорії граничної рівноваги ґрунту відповідають умовам, коли в ґрунтовому середовищі у всіх точках виконується умова граничної рівноваги, а в елементах масиву переважають пластичні деформації (т. С графіка $S=f(\sigma)$, рис. 1).

Систему рівнянь можна записати у вигляді:

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\tau_{xz}}{\partial z} = x; \quad (4)$$

$$\frac{\tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_x}{\partial z} = z; \quad (5)$$

$$(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xz}^2 = (\sigma_x + \sigma_z + 2C \cdot \operatorname{ctg} \varphi)^2 \sin^2 \varphi; \quad (6)$$

де C – питоме зчеплення ґрунту; φ – кут внутрішнього тертя ґрунту; x, y – компоненти об'ємних сил.

Одним із недоліків даних рівнянь є те, що вони дають задовільні результати лише за умови постійності значень характеристик міцності та

реформованості ґрунтів усіх елементів масиву в будь-який момент навантаження [5].

Моделі пружно-пластичного середовища та теорії пластичної течії – це набір рівнянь, які визначають границі пружної поведінки середовища та зв'язок та зв'язок деформацій та напруг за межею пружної області. Базою для них є диференціальні співвідношення між напругами та деформаціями й можуть урахувати закономірності зміни механічних властивостей ґрунту як у процесі експерименту, так і в натурних умовах.

Компоненти деформацій та напруг у цих моделях поділяють на пружні й пластичні складові лінійних та кутових деформацій.

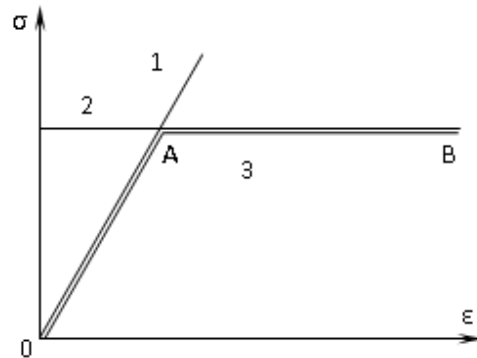


Рис. 1. Типовий вигляд графіків залежності між напругами (σ) та деформаціями (ε) моделей ґрунтів: 1 – лінійно-деформованого середовища; 2 – жорстко-пластичного тіла; 3 – пружно-пластичного тіла (діаграма Прандтля).

Лінія 3 на рис. 1 показує властивості досить поширеної моделі ідеального пружно-пластичного тіла. У цій моделі межі пропорційності, текучості та міцності збігаються в точці А.

Сучасні задачі механіки ґрунтів дуже різноманітні, але не дозволяють в повному обсязі відповісти на більшість практичних питань.

У роботах М. Л. Зоценка детально розглянуто процес деформації ґрунтів від дії на нього місцевого зростаючого навантаження [5]. Під час взаємодії на поверхню ґрунту жорсткого штампу фундаменту виникає складний напружений стан, який суттєво відрізняється від компресійного стиснення, бо ґрунт крім нормальних відчуває і дотичні напруження, які при досягненні певної величини можуть викликати незворотні зрушення.

Залежність між напруженням σ і відносною деформацією ґрунту ε має досить складний характер [5]. На графіку (рис. 2) виділено три зони. Перша зона – ділянка OB . Тут виникають переважно пружні деформації. У межах цієї ділянки знаходиться так звана структурна міцність ґрунту σ_s – напруження, до якої має місце лінійна залежність між σ і ε (відрізок OA).

Якщо напруження перевищує величину σ_s , відбувається ущільнення ґрунту за рахунок зменшення його пористості. При подальшому збільшенні напруження (ділянка BC) ґрунт ущільнюється інтенсивніше, хоча вплив дотичних напружень поки ще незначний, тому частки ґрунту

переміщаються, в основному, вниз і не зміщуються в сторони.

Вплив тиску поширюється на велику глибину. Глибина проникнення тиску залежить від щільності ґрунту: чим вище щільність, тим глибше проникає тиск. Але й на цій ділянці залежність між напруженням і осадкою ґрунту (деформацією) звичайно приймається лінійною. Ця фаза вважається безпечною навіть при розрахунках фундаментів.

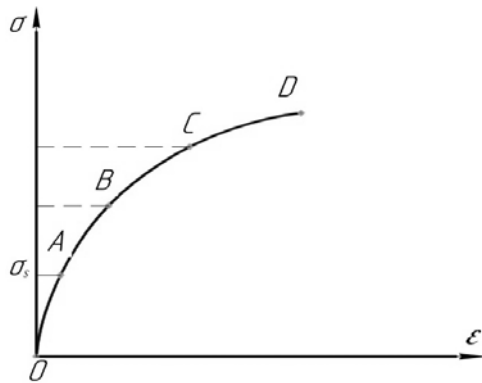


Рис. 2. Залежність між напруженням і деформацією ґрунту.

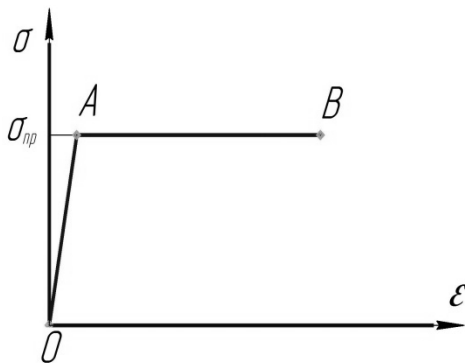


Рис. 3. Діаграма ідеального пружно-пластичного матеріалу.

Подальше збільшення навантаження викликає пластичні деформації. При напруженнях, які відповідають ділянці CD, відбувається різке осідання ґрунту, видавлювання його в сторони і нагору. Починається процес руйнування. У цьому випадку під дією зростаючих дотичних напружень розвиваються зсуви ґрунту по так званим лініям ковзання. Ґрунт знаходиться в пластичному стані або в стані повзучості. Фактично він поводить, як дуже в'язка рідина. У будівництві ця фаза викликає катастрофи. Якщо подібні явища розвиваються під колесами машин, що працюють на полях, вони буксують, осідають, і тоді виникає потреба в додатковій техніці у вигляді тягачів, щоб звільнити поле від руйнівної атаки.

Досвід показує, що в межах ділянок OB і BC ґрунт поводить, як суцільний матеріал. Напруження зменшуються (розсіюються) в міру віддалення від місця навантаження як углуб, так і в сторони. В зв'язку з тим, що частинки ґрунту дуже малі, реальні сили, які діють між ними, можна замінити умовними силами, розподіленими за об'ємом. Ці внутрішні

зусилля, як відомо, називаються напруженнями. Закономірність їх розподілу залежить від величини і характеру зовнішнього навантаження.

Отже, для оцінки напружено-деформованого стану ґрунту в нашому випадку можна використовувати положення механіки суцільного середовища.

Висновок

1. З огляду на поведінку ґрунту під навантаженням, яка характеризується графіком на рис. 3, робимо висновок, що в даному випадку застосована теорія лінійно деформованого середовища, згідно з якою деформації змінюються прямо пропорційно напруженням, тобто ґрунт, як досить пружний матеріал, підкоряється закону Гука. Тому в даному випадку можна використовувати математичний апарат теорії пружності.

2. Відомо, що розрахунки, на основі теорії пружності виконуються в інтервалі напружень, при яких середовище вважається суцільним, однорідним, ізотропним і не деформується в часі. Відносно ґрунту це справедливо лише з певним наближенням. У зв'язку з цим були зроблені спроби створення більш точних механічних моделей ґрунту. Такими моделями є, наприклад, реологічні, які враховують тимчасові явища.

Список літератури

1. Зоценко М. Л., Коваленко В. І. Інженерна геологія. Механіка ґрунтів, основи та фундаменти. Полтава. ПНТУ. 2003. 554 с.
2. Герсеванов Н. М. Основы динамики грунтовой массы. Москва. Ленинград. Госстройиздат. 1933. 197 с.
3. Mitsoulis E. Flows of viscoplastic materials: models and computations. Rheology Reviews. 2007. № 1. P. 135–178.
4. Peter Moczo, Jozef Kristek, Peter Franek. Lecture Notes on Rheological Models. Bratislava. DAPEM FMPI CU. 2006. 40 p.
5. Зоценко М. Л., Коваленко В. І. Інженерна геологія. Механіка ґрунтів, основи і фундаменти. Київ. Вища школа. 1992. 408 с.
6. Зарецкий Ю. К. Лекции по современной механике грунтов. Ростов на Дону. Издательство Ростовского университета. 1989. 608 с.
7. Вялов С. С. Реологические основы механики грунтов. Москва. Высшая школа. 1978. 448 с.
8. Пьянков С. А., Азизов З. К. Механика грунтов. Ульяновск. УЛГТУ. 2008. 103 с.

References

1. Sienko, N. L., Kovalenko, V. I. (2003). Engineering Geology. Soil mechanics, bases and foundations. Poltava. PNTU. 554.

2. *Gersevanov, N. M.* (1933). Fundamentals of soil dynamics mass. Moscow. Leningrad. Gosstroizdat. 197.
3. *Mitsoulis E.* (2007). Flows of viscoplastic materials: models and computations. Rheology Reviews. No 1. 135-178.
4. *Peter Moczo, Jozef Kristek, Peter Franek.* (2006). Lecture Notes on Rheological Models. Bratislava. Dapem FMPI CU. 40.
5. *Sienko, N. L., Kovalenko, V. I.* (1992). Engineering Geology. Soil mechanics, bases and foundations. Kiev. High school. 408.
6. *Zaretsky, J. K.* (1989). Lectures on modern soil mechanics. Rostov-on-Don. Publishing house of Rostov University. 608.
7. *Vyalov, S. S.* (1978). Rheological fundamentals of soil mechanics. Moscow. High school. 448.
8. *Pyankov, S. A., Azizov, F. K.* (2008). Soil Mechanics. Ulyanovsk. UISTU. 103.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОДХОДЫ К
ИССЛЕДОВАНИЮ НАПРЯЖЕННОГО
СОСТОЯНИЯ ГРУНТА

М. Я. Довжик, А. А. Соларьов

Аннотация. В статье рассмотрены механизмы уплотнения почвы, процессы, возникающие в нем при контакте с колесом, то есть общий процесс деформации и уплотнения, не только на поверхности, но и то, что распространяется вглубь массива. Напряжения, возникающие в толще плодородного слоя, распространяются вглубь массива, тем самым затрудняя свободный доступ влаги к корню растения. На сегодняшний день существует достаточно много различных моделей деформации грунта, нашли свое применение, распространенные рассмотрены далее в статье.

Ключевые слова: напряжение в грунте, уплотнения почвы под движителями МТА, модели напряженного состояния грунта.

THEORETICAL APPROACHES TO STUDY
OF STRESS STATE OF SOIL

Dovzhyk M. Ya., Solaryov O. O.

Abstract. The article discusses the mechanisms of soil compaction, the processes that occur in it when in contact with the wheel, that is, the general process of deformation and compaction, not only on the surface, but also that which extends into the bulk of the array. The stresses arising in the thickness of the fertile layer spread into the bulk of the massif, thereby hampering the free access of moisture to the root of the plant. To date, there are many different models of soil deformation, have found their application, common are discussed further in the article.

Key words: tension in the soil, soil compaction with MTA movers, models of the elastic state of the soil.

УДК 631.353.2

ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ВІДЦЕНТРОВИХ ГРАБЛІВ-СІНОВОРУШИЛОК

Д. Г. Кондратюк, Ю. Б. Паладійчук, В. М. Григоришен

Вінницький національний аграрний університет, Україна.

Кореспонденція авторів: rewet@vsau.vin.ua.

Історія статті: отримано – вересень 2018, акцентовано – листопад 2018.

Бібл. 5, рис. 2, табл. 0.

Анотація. З метою збільшення продуктивності відцентрових граблів-сіноворушилок запропоновано удосконалену конструкцію пружинних зубів (робочих органів). Отримано залежності, що дають можливість обґрунтувати їх параметри.

Ключові слова: ворущіння, згрібання, сіно, удосконалення, відцентрові, пружинні зуби, граблі-сіноворушилка.

Постановка проблеми

Ворущіння прокосів та перевертання валків найбільш розповсюджені способи прискорення сушіння скошеної трави.

Застосування цих операцій в технологіях заготівлі сіна дозволяє не тільки в 1,3...2,0 рази прискорити процес сушіння скошеної трави, але й одержати рівномірну за вологістю прив'ялену масу або сіно [1, 2].

Для виконання зазначених робіт доцільно використовувати ротаційні граблі-сіноворушилки з відцентровими робочими органами. Принадають вони простою конструкцією, низькою металоємністю та надійністю виконання технологічного процесу.

Робочими органами (рис. 1) зазначених граблів-сіноворушилок є подвійні пружинні пальці 3, які виготовлені з одного відрізка сталевго пружинного дроту, кінці якого спрямовані назовні, а у середній частині вони мають петлю для кріплення, яка переходить у дві протилежно навиті пружинні навівки.

Подвійні пружинні пальці 3 прикріплені до поворотної в осевій площині ротора обойми 4.

При обертанні ротора пружинні зуби, спільно з обоймою, під дією відцентрової сили повертаються із неробочого стану (показаний на рис. 1 пунктирною лінією) в робочий.

У сіноворушилок ВЦН-Ф-3 (Росія), КР-420, КР-720; граблів RH-420 фірми "Yeo Tehtaaf" (Фінляндія) і ряду інших виробників пальці 1 і 2 пружинних зубів мають однакову довжину рівну l .

В процесі роботи палець 2 не приймає участь у згрібанні, він лише підтримує від сходження порції сіна або трави, накопиченої на пальці 1.

При цьому ширина захвату пружинних пальців залежить від об'єму накопиченої на пальці 1 трави або сіна.

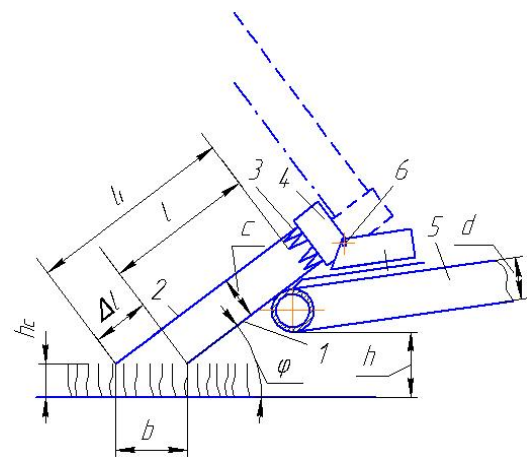


Рис. 1. Схема удосконалених відцентрових робочих органів: 1 і 2 – внутрішній і зовнішній палець; 3 – пружинні зуби; 4 – поворотна обойма; 5 – обід ротора; 6 – вісь.

Згідно [3, 4], для забезпечення чистоти згрібання відповідно до агротехнічних вимог, необхідно, щоб між траєкторіями внутрішніх зубів сусідніх пружинних зубів у точках, які мають максимальні проекції на напрямку руху, не залишалось необроблених проміжків.

Зазначене призводить до зменшення поступальної швидкості агрегату, а відтак і продуктивності.

З метою збільшення ширини захвату робочих органів пропонується збільшити довжину зовнішнього пальця на величину Δl (рис. 1) з таким розрахунком, щоб ширина захвату пружинних зубів становила b .

Аналіз останніх досліджень

Одними із найперших вчених, які зробили значний внесок в розробку теоретичних основ ворущіння і згрібання прив'яленої трави або сіна відцентровими робочими органами є В. І. Особов,

Г. К. Васильєв, Б. І. Андрусенко. Серед останніх аналітичних досліджень привертають увагу роботи А. Д. Гарькавого.

Мета досліджень

Підвищення продуктивності граблів-сіноворушилок з відцентровими робочими органами шляхом удосконалення їх конструкції і обґрунтування параметрів.

Результати досліджень

При переході пружинних зубів у робоче положення їх пальці (внутрішній 1 і зовнішній 2) в найнижчій точці обода над поверхнею поля (рис. 2) утворюють з останньою кут φ .

На основі рис. 1 можна записати:

$$b = \frac{c}{\sin \varphi}, \quad (1)$$

де b – ширина захвату пружинних зубів;

c – розхил пальців пружинних зубів.

З цього виразу випливає, що зменшення кута нахилу пальців пружинних зубів до поверхні поля сприяє збільшенню їх ширини захвату. Для забезпечення чистоти згрібання відповідно до агротехнічних вимог очевидно необхідно, щоб:

$$b = \frac{c}{\sin \varphi} < l_{\min}, \quad (2)$$

де $l_{\min}$ – мінімальна довжина скошених рослин, для згрібання яких призначена машина.

В протилежному випадку при згрібанні окремо лежачих рослин, вони будуть провалюватися крізь пальці, що спричинить збільшення втрат від незгрібання. Звідси можна записати:

$$\varphi_2 = \arcsin \frac{c}{l_{\min}}, \quad (3)$$

де φ_2 – гранично мінімальний кут нахилу пальців до поверхні поля.

Очевидно, що для забезпечення викладеної вище вимоги необхідно, щоб $\varphi \geq \varphi_2$.

В робочому стані ротор відцентрових граблів – сіноворушилок дещо нахилений вперед на кут ψ в напрямку руху агрегату, показаного на рис. 2 стрілкою. Обертаючись навколо вісі ротора, пальці пружинних зубів при умові радіального положення в площині обода ротора описують конус з кутом при вершині 2α . В результаті нахилу основи цього конуса до поверхні поля кут нахилу пальців граблів до останньої є змінним.

В [3] показано, що поточне значення цього кута залежить від кута відхилення вісі ротора від вертикалі і кута відхилення пальців. Запропоновано наступне рівняння для його визначення:

$$\sin \varphi_{II} = \sin \psi \cdot \sin \alpha \cdot \cos \omega t + \cos \alpha \cdot \cos \psi, \quad (4)$$

де φ_{II} – поточне значення кута нахилу пальців до поверхні поля;

ψ – кут відхилення вісі ротора від вертикалі;

ω – кутова швидкість ротора;

t – час.

Кут α в (4) виразимо через відомі кути φ і ψ .

Із рис. 2 маємо $\alpha = \frac{\pi}{2} - (\varphi - \psi)$. Тоді

$$\sin \varphi_{II} = \sin \psi \cdot \cos(\varphi - \psi) \cdot \cos \omega t + \sin(\varphi - \psi) \cdot \cos \psi. \quad (5)$$

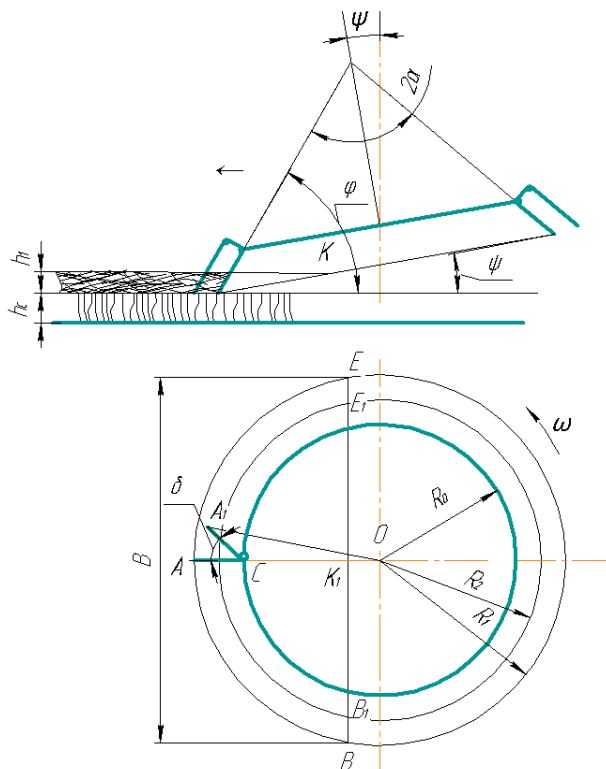


Рис. 2. Схема до визначення радіуса і ширини захвату ротора.

Визначимо необхідну довжину пальців граблів. Для цього звернемось до рис. 1 і будемо вважати, що поворот граблів із неробочого стану в робочий обмежується дотиком їх пальців з обоєм ротора, а скошена трава укладається не на поверхню ґрунту, а на стерню. Тоді із рис. 1, будемо мати:

$$l = \frac{h + d - h_c}{\sin \varphi}, \quad (6)$$

де l – довжина внутрішнього пальця граблів;

h – безпечна висота розміщення обода ротора над поверхнею поля;

d – діаметр труби, з якої виготовлений обід;

h_c – висота стерні.

Згідно рекомендацій [5], висота стерні при скошуванні трави першого укосу має становити 0,05...0,06, а другого 0,06...0,07 м. Беручи до уваги, що діаметр труби, з якої виготовляють обід ротора не перевищує 0,45 м, а стерня під дією скошеної трави, деформуючись, дещо зменшує свою початкову

висоту, можна прийняти, що $h_c \approx d$. Підставляючи значення гранично допустимого кута із (3) і зважаючи на викладене вище, матимемо:

$$l \geq \frac{hl_{\min}}{c} \quad (7)$$

Безпечну висоту установки ротора над поверхнею поля необхідно вибирати таким чином, щоб в процесі роботи обід ротора машини не контактував з нерівностями рельєфу поля. Із цього ж рисунка випливає:

$$l_1 = l + \frac{c}{\operatorname{tg} \varphi}, \quad (8)$$

де l_1 – довжина зовнішнього пальця граблини.

Підставляючи в отриманий вираз значення l із (7), а замість кута φ його граничне значення із (3), будемо мати

$$l_1 \geq \frac{hl_{\min}}{d} + \frac{d}{\operatorname{tg} \arcsin \frac{d}{l_{\min}}}. \quad (9)$$

Спрощуючи одержимо

$$l_1 \geq l_{\min} \left[\frac{h}{d} + \sqrt{1 - \left(\frac{d}{l_{\min}} \right)^2} \right]. \quad (10)$$

Конструкція кріплення відцентрових робочих органів до обода ротора передбачає їх регулювання (перестановку) в залежності від виконуваної операції. При ворущінні трави пальці граблів встановлюють радіально. Проекція такого положення пальця граблини на площину, перпендикулярну вісі обертання ротора, зображена на рис. 2 відрізком AC . При згрібанні граблини зміщують в напрямку протилежному обертанню ротора. Проекція такого положення пальця зображена відрізком A_1C . Із цього рисунку випливає $R_1 \neq R_2$, тобто віддаль від вісі ротора до кінців зовнішніх пальців пружинних зубів (радіус ротора) залежить від їх положення в площині обода ротора.

Радіус ротора, в залежності від того чи іншого кріплення граблів до обода, можна визначити із трикутника CA_1O :

$$A_1O = \sqrt{A_1O^2 + A_1O^2 - 2A_1C \cdot \cos(\pi - \delta)}, \quad (11)$$

де $A_1O = R$ – радіус ротора;

$A_1C = l \cos(\varphi - \psi)$ – проекція зовнішнього пальця граблини на площину, перпендикулярну вісі обертання ротора;

$CO = R_0$ – радіус обода ротора;

δ – кут відхилення пальців граблини від їх радіального положення.

Тоді

$$R = \sqrt{l_1^2 \cos^2(\varphi - \psi) + 2R_0 l_1 \cos(\varphi - \psi) \cos \delta}. \quad (12)$$

Як видно із рис. 2 на ширину захвату ротора машини впливають кути φ і δ . Причому, збільшення цих кутів спричиняє зменшення ширини захвату і навпаки. Наприклад, при ворущінні або згрібанні

шару трави товщиною h_1 , коли пальці граблини встановлені радіально, з травою буде контактувати сектор BAE .

При умові зміщення пальців граблини на деякий кут δ від їх радіального стану в роботі бере участь сектор BA_1E_1 .

Для визначення ширини захвату однороторної ротаційної сіноворушилки при $R = \text{const}$ запропонована наступна залежність [4]:

$$B = 2 \sqrt{\frac{2Rh_1}{\sin \psi} - \frac{h_1^2}{\sin^2 \psi}}, \quad (13)$$

де B – ширина захвату ротора;

h_1 – товщина шару скошеної трави з врахуванням висоти стерні.

Підставивши в цю залежність значення із (10), отримаємо

$$B = \sqrt{2h_1 \sqrt{\frac{l_1^2 \cos^2(\varphi - \psi) + R_0^2 + 2R_0 l_1 \cos(\varphi - \psi) \cos \delta}{\sin \psi} - \frac{h_1^2}{\sin^2 \psi}}}. \quad (14)$$

Одержана залежність дає змогу визначити ширину захвату однороторної сіноворушилки з відцентровими робочими органами в залежності від значення кутів ψ і δ .

Висновки

1. Запропонована конструкція пружинних зубів відцентрових граблів-сіноворушилок, яка дозволяє збільшити їх продуктивність.
2. Отримано прості для інженерного використання залежності, що дозволяють обґрунтовувати конструкцію робочих органів відцентрових граблів-сіноворушилок.
3. Одержані залежності дають змогу визначити ширину захвату пружинних зубів, довжину їх пальців, ширину захвату ротора граблів у залежності від положення пальців пружинних зубів у площині обертання ротора.

Список літератури

1. Смурыгина М. А., Игольников В. Г., Тащилин В. А. Справочник по кормопроизводству. Москва. Агропромиздат. 1985. 413 с.
2. Смурыгин М. А., Лесницкий В. Р., Сердечный В. Р. Прогрессивные технологии приготовления сена. Москва. Агропромиздат. 1986. 142 с.
3. Особов В. И., Васильев Г. К. Сеноуборочные машины и комплексы. Москва. Машиностроение. 1983. 304 с.
4. Андрусенко Б. И. Исследование и изыскание оптимальных параметров рабочих органов граблей и ворошилок ротационного типа. Дис. канд. техн. наук. 05.06.01. Фрунзе, 1977. 156 с.
5. Орманджи К. С., Барабаш Г. И. Операционная технология заготовки кормов. Москва. Россельхозиздат. 1981. 319 с.

References

1. *Smurygina, N. A., Iglovikov, V. G., Tashchilin, A. V.* (1985). Reference feed production. Moscow. Agropromizdat. 413.
2. *Smurygin, N. A., Leznicki, V. G.* (1986). Heart of the progressive technology of preparation of hay. Moscow. Agropromizdat. 142.
3. *Osobov, V. S., Vasiliev, G. K.* (1983). Wheel machines and systems. Moscow. Engineering. 304.
4. *Andrusenko, S.* (1977). Research and find the optimal parameters of working bodies of rakes and tedders rotary type. Dis. Cand. Tech. Sciences. 05.06.01. Frunze, 156.
5. *Armandii, K. S., Barabash, G. S.* (1981). The operating technology of forage. Moscow. Rosselkhozizdat. 319.

ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ГРАБЛЕЙ-СІНОВОРУШИЛОК

*Д. Г. Кондратюк, Ю. Б. Паладійчук,
В. М. Григоришен*

Аннотация. С целью увеличения производительности центробежных граблей - сеноворошилок предложено усовершенствование конструкции пружинных зубьев (рабочих органов). Получены зависимости, которые позволяют определять их параметры.

Ключевые слова: ворошение, сгребание, сено, усовершенствование, центробежные, пружинные зубья, грабли-сеноворошилка.

RATIONALE FOR DESIGN FEATURES OF WORKING BODIES OF CENTRIFUGAL RAKE-TEDDERS

Kondratyuk G. D., Palodichuk Yu. B., Grigorishin V. M.

Abstract. In order to increase the productivity of centrifugal rakes-tedders, the design of spring tines (working bodies) is proposed. Obtained dependencies, which allow you to determine their parameters.

Key words: tedding, raking, hay, improvement, centrifugal, spring teeth, rake-tedders.

УДК 635.995

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ ДЛЯ БЕЗТАРНОГО ТРАНСПОРТУВАННЯ ЯБЛУК

В. М. Мартишко, М. С. Волянський

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Кореспонденція авторів: vm.mart@ukr.net.

Історія статті: отримано – вересень 2018, акцентовано – листопад 2018.

Бібл. 5, рис. 2, табл. 0.

Анотація. Роль транспортних засобів (ТЗ) в сільськогосподарському виробництві значна. Він є сполучною ланкою в технологічному ланцюжку агропромислового комплексу України. Для безперебійного забезпечення населення плодовоовочевою продукцією середньорічне збільшення обсягу виробництва плодів має бути не менше 12%. Тому питання підвищення продуктивності праці і зниження пошкоджень продукції, які можливі при перевезеннях, набувають в даний час великого значення.

На внутрішньогосподарських перевезеннях разом з автомобілями широко використовується тракторний транспорт. Раціональність застосування колісних тракторів обґрунтовується можливістю їх руху як по асфальтованих, так і по ґрунтових дорогах. Високого рівня досягло застосування тракторного транспорту в країнах Західної Європи і США. Так в господарствах провідних країн Західної Європи (Німеччина, Італія, Франція та ін.) Близько 70-90% ВП сільськогосподарських вантажів здійснюється тракторним транспортом.

Збалансований розвиток всіх ланок АПК – необхідна умова вирішення проблеми забезпечення країни продовольством, зокрема плодовоовочевою сировиною. В даний час слабкий розвиток переробних галузей АПК, виробничої інфраструктури комплексу призводять до величезних втрат продукції сільського господарства. Наприклад, втрати зібраних плодів і овочів становлять 40-45%. Потреба в транспортних засобах для садівництва і овочівництва, задовольняється лише на 55-60%.

Однією з найбільш істотних і складних завдань є боротьба з ушкодженнями і втратами сільськогосподарської продукції, в якій дуже відповідальна роль відводиться транспортним засобам. Як показав аналіз, в процесі збирання яблук більше 15-20% продукції не доходить до споживача.

Для внутрішньогосподарського перевезення плодів використовують ящики або контейнери. Часом плоди зерняткових культур перевозять безтарним способом (в кузовах автомобілів і тракторних причепах). Використання транспортних засобів загального призначення не відповідають агротехнічним вимогам до перевезення плодів.

Спеціальні транспортні засоби для перевезення плодів безтарним способом відсутні.

Викладено доцільність використання та обґрунтовані основні параметри кузова для внутрішньогосподарського транспортування яблук.

Ключові слова: плоди, перевезення, транспортування, тара, зусилля на плоди, механічні пошкодження, збереженість плодів.

Постановка проблеми

Для внутрішньогосподарського перевезення плодів використовують ящики аб контейнери. Часом плоди зерняткових культур перевозяться безтарним способом (в кузовах автомобілів і тракторних причепах). Використання транспортних засобів загального призначення не відповідають агротехнічним вимогам до перевезення плодів. Спеціальні транспортні засоби для перевезення плодів безтарним способом відсутні.

Дослідженням процесів транспортування плодів і овочів займалися І. Б. Беренштейн, Г. П. Варламов, М. С. Демидко В. С. Заводнов, О'Бrien та інші вчені. За результатами аналізу їх досліджень встановлено, що на пошкодження перевезеної продукції впливають, в основному, дві складові: характеристики вантажу і транспортних засобів (фізико-механічні властивості продукції, що перевозиться, спосіб її затарювання та пакування, тип ТЗ і його кузова); показники, що характеризують плавність ходу ТЗ (амплітуда, частота, швидкість і прискорення коливань вантажної платформи і вантажу).

Мета досліджень

Основною метою досліджень в напрямку безтарного перевезення плодів є обґрунтування основних параметрів кузова.

Результати досліджень

Внутрішні розміри кузова: довжина (L); ширина (B) і висота (h) залежать від допустимої вантажності,

насипної ваги плодів та обмеженнями на його габарити. Оптимальна вантажопідйомність нами доведена в роботі [1].

За умови оптимальної вантажопідйомності об'єм кузова складає:

$$V_k = Q_{on} k / \gamma, \quad (1)$$

де γ – насипна щільність плодів;

k – коефіцієнт заповнення кузова.

Для визначення розмірів кузова враховано наступне:

а) ширина кузова не перевищує ширини трактора;

б) глибина кузова обмежена допустимими статичними і динамічними навантаженнями, що діють на нижні шари плодів.

Враховуючи наведене, довжина кузова визначається з наступного виразу:

$$V_k = BLh,$$

Звідки

$$L = \frac{V_k}{Bh},$$

або

$$L_k = \frac{Q_{on} k}{Bh\gamma}. \quad (2)$$

З приведених параметрів, які входять в (1) і (2) найбільш важливе значення має глибина кузова h .

Для її визначення розглянемо розподіл зусиль які діють на плоди в кузові. Плоди укладаються навалом (насипом), тому їх можна розглядати як зернисті тіла розпірної структури, до яких застосовуються окремі положення механіки зернистих середовищ.

Плоди, обмежені стінками кузова, розглядаємо як зернисте тіло з такими припущеннями:

1) плоди мають певну твердість і здатні передавати зусилля від одного до другого;

2) варіювання розмірів окремих плодів відносно середнього розміру носить випадковий характер, що дозволяє безперервно змінювати висоту шару плодів;

3) плоди в кузові розміщуються незалежним і випадковим чином і розподіляються в об'ємі тари статично рівномірно з середньою щільністю γ ;

4) розміри окремого плода значно менші об'єму кузова.

Для визначення зусиль, що діють на плоди в кузові, необхідно розглянути залежність їх складових від розмірів поперечного перерізу тари і коефіцієнта внутрішнього тертя плодів.

З механіки зернистих матеріалів для визначення вертикального тиску G на нижні шари від дії верхніх, можна використати аналітичну залежність яка називається формулою Янсена [2].

Після деяких перетворень названа формула має вигляд:

$$G = \frac{\gamma R}{fn} \left(1 - e^{-\frac{fnh}{R}} \right), \quad (3)$$

де G – вертикальний тиск на глибині h ;

γ – щільність плодів;

R – гідравлічний радіус, рівний відношенню площі горизонтального перерізу S до периметру стінок P_0 ;

f – коефіцієнт внутрішнього тертя плодів;

p – коефіцієнт бокового тиску, який визначається відношенням горизонтальної складової до вертикальної.

Якщо відомий вертикальний тиск, можна знайти зусилля P , яке діє на шар плодів з боку шарів розташованих вище, тобто

$$P = GS. \quad (4)$$

Статичні зусилля, що діють на окремий плід, будуть рівними:

$$P_{ст} = P/m, \quad (5)$$

де m – кількість плодів, які знаходяться в одному шарі.

Кількість плодів, які припадають на одиницю площі поперечного перерізу тари, визначається:

$$K^0 = m/s. \quad (6)$$

Середнє значення показника K^0 для яблук у вигляді форми кулі ($D_{ср}=60$ мм) дорівнює 276 шт/м².

Підставивши значення виразу (4) і (5) за умови що

$$S/m = 1/K^0,$$

запишемо

$$P_{ст} = G/K^0.$$

Тоді вираз для визначення статичного зусилля, яке діє на окремий плід з боку шарів які розташовані вище, набуває вигляду:

$$P_{ст} = \frac{\gamma R}{K^0 fn} \left(1 - e^{-\frac{fnh}{R}} \right). \quad (7)$$

Із виразу (7) випливає, що статичне зусилля, яке діє на кожний окремий плід, залежить насамперед від висоти шару плодів. Така залежність показана на рис. 1

Гідравлічний радіус суттєво впливає на величину статичних зусиль при малих площах поперечного перерізу тари. Із рисунка 2 видно, якщо збільшити гідравлічний радіус до 0,2 м – статичні зусилля різко зростають. За умови $0,2 < R < 0,35$ м збільшення статичного зусилля незначне, а починаючи коли $R > 0,35$ практично залишається незмінним. Для існуючої великооб'ємної тари (контейнери) величина гідравлічного радіуса знаходиться в межах 0,2 – 0,3 м.

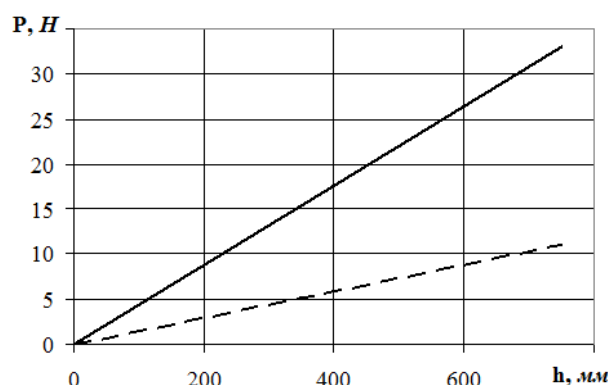


Рис. 1. Залежність зусиль P , на плоди від висоти шару плодів h : ---- – статична сила; ——— – сума статичних і динамічних зусиль.

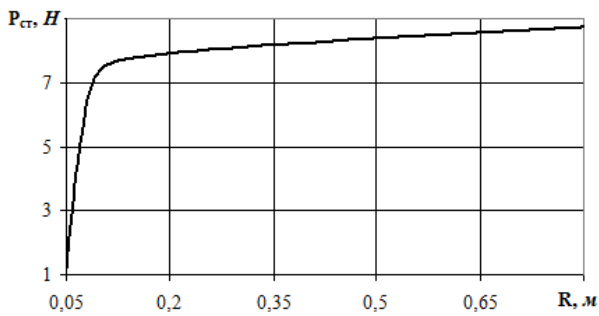


Рис. 2. Вплив гідравлічного радіуса тари на статичні навантаження.

Отже, якщо далі збільшувати площу поперечного перерізу тари, величина статичного зусилля на окремий плід буде залишатися практично незмінною.

Більшість плодів витримують без суттєвих пошкоджень м'якоті статичне навантаження, створене шаром плодів висотою 1 м і більше.

Небезпечним зусилля стискання плодів стає при динамічному його прикладанні. Для коректування глибини тари на динамічні навантаження, необхідно вибирати найбільш небезпечні коливання транспортних засобів в процесі перевезень плодів.

Допустимі навантаження – це такі, при яких плід пошкоджується і переходить із вищого товарного сорту в нижчий. Основним критерієм для визначення допустимих навантажень прийнята площа стискання, рівна 1 см². Виходячи з цієї умови, допустиме навантаження при взаємодії яблук одне з одним для більшості сортів з достатньою точністю може бути прийнята рівною 50 н, а при стисканні плоскою жорсткою поверхнею – 55 н [3]. Враховуючи що плодів від часу прикладання навантаження і кількості їх повторень, введемо коефіцієнт запасу рівним 1,8. Тоді допустиме навантаження буде рівним 30 н.

Відомо, що повне навантаження, що діє на плоди, буде рівне сумі статичних і динамічних навантажень

$$P = P_{ст} + P_{д.} \quad (8)$$

Динамічні навантаження стають на скільки більшими статичних, у скільки діючі прискорення перевищують прискорення вільного падіння, які досягають 1,5–2g [4]. Отже, вираз (8) можна записати у вигляді

$$P = P_{ст} (1 + \eta), \quad (9)$$

де η – коефіцієнт динамічності, який показує у скільки разів діючі прискорення перевищують прискорення вільного падіння. У найбільш несприятливих умовах транспортування η досягає 2 [4].

Якщо $\eta = 2$, тоді повне навантаження в три рази більше статичного, що видно з рисунка 2 сумарна сила досягає величини 30 н на глибині кузова 0,6–0,7 м. Оптимальною можна вважати глибину кузова 0,6 м.

Висновки

1. Для безтарного транспортування плодів розміри кузова приймають з умови: а) оптимальної вантажопідйомності енергетичного засобу; б)

обмеження габаритних розмірів; в) допустимих навантажень від дії верхніх шарів та вібрації.

2. В результаті збільшення розміру поперечного перерізу кузова кількість плодів які контактують із стінками зменшується, що приводить до зменшення пошкоджень плодів.

Список літератури

1. Мартишко В. М., Бабій В. П., Деркач О. П. Обгрунтування вантажопідйомності контейнеровоза для потокового збирання плодів. Науковий вісник Національного аграрного університету. 1998. Том 9. С. 47–53.
2. Demidko M., Martishko V. Rationalisierung und Mechanisierung der Obsternte. Akad. D. Landwirtschaftswiss. d.DDR. 1986. Berlin. 115–117.
3. Четвертаков А. В. Сопротивление яблок статическому сжатию. Труды ВНИИС имени И. В. Мичурина. 1971. Вып. 15. С. 240–245.
4. Красников В. В. Подъемно-транспортные машины. Москва. Колос. 1981. 263 с.
5. Левачев Н. А., Каверин В. А. К вопросу определения размеров контейнеров для транспортирования плодов. Консервная и овощесушильная промышленность. 1971. №4. С. 20–21.

References

1. Martyshko, V. M., Babiy, V. P., Derkach, O. P. (1998). Substantiation of carrying capacity of the container ship for the stream collecting fruits. Scientific Bulletin of National agrarian University. Vol. 9. 47-53.
2. Demidko, M., Martishko, V. (1986). Rationalisierung und Mechanisierung der Obsternte. Akad. D. Landwirtschaftswiss. d.DDR. Berlin. 115-117.
3. Chetvertakov, A. V. (1971). Resistance of apples, static compression, proceedings of the VNIIS named S. V. Michurin. Vol. 15. 240-245.
4. Krasnikov, V. V. (1981). Lifting-transport machines. Moscow. Ear. 263.
5. Liavacev, N. A., Kaverin, V. A. (1971). To the question of determining the size of containers for transporting fruit. Canning and vegetable drying industry. No 4. 20-21.

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА ДЛЯ БЕСТАРНОЙ ТРАНСПОРТИРОВКИ ЯБЛОК

В. Н. Мартышко, М. С. Волянский

Аннотация. Роль транспортных средств (ТС) в сельскохозяйственном производстве значительная. Он является связующим звеном в технологической цепочке агропромышленного комплекса Украины. Для бесперебойного обеспечения населения плодово-овощной продукцией среднегодовое увеличение объема производства плодов должно быть не менее 12%. Поэтому вопросы повышения производительности труда и снижения повреждений

продукции, которые возможны при перевозках, приобретают в настоящее время большое значение.

На внутрихозяйственных перевозках наряду с автомобилями широко используется тракторный транспорт. Рациональность применения колесных тракторов обосновывается возможностью их движения как по асфальтированным, так и по грунтовым дорогам. Высокого уровня достигло применение тракторного транспорта в странах Западной Европы и США. Так в хозяйствах ведущих стран Западной Европы (Германия, Италия, Франция и др.) Около 70-90% ОП сельскохозяйственных грузов осуществляется тракторным транспортом.

Сбалансированное развитие всех звеньев АПК – необходимое условие решения проблемы обеспечения страны продовольствием, в частности плодоовощной сырьем. В настоящее время слабое развитие перерабатывающих отраслей АПК, производственной инфраструктуры комплекса приводят к огромным потерям продукции сельского хозяйства. Например, потери собранных плодов и овощей составляют 40-45%. Потребность в транспортных средствах для садоводства и овощеводства, удовлетворяется лишь на 55-60%.

Одной из наиболее существенных и сложных задач является борьба с повреждениями и потерями сельскохозяйственной продукции, в которой очень ответственная роль отводится транспортным средствам. Как показал анализ, в процессе сбора яблок более 15-20% продукции не доходит до потребителя.

Для внутрихозяйственной перевозки плодов используют ящики или контейнеры. Время плоды семечковых культур перевозят бестарным способом (в кузовах автомобилей и тракторных прицепах). Использование транспортных средств общего назначения не отвечают агротехническим требованиям к перевозке плодов. Специальные транспортные средства для перевозки плодов бестарным способом отсутствуют.

Изложена целесообразность использования и обоснованы основные параметры кузова для внутрихозяйственной транспортировки яблок.

Ключевые слова: плоды, перевозка, транспортировка, тара, усилия на плоды, механические повреждения, сохранность плодов.

JUSTIFICATION OF PARAMETERS OF VEHICLES FOR BULK TRANSPORT OF APPLES

Martishko V. M., Volyanskiy M. S.

Abstract. The role of vehicles in agricultural production is significant. He is a link in the processing chain of the agro-industrial complex of Ukraine. For uninterrupted provision of the population with fruits and vegetables, the average annual increase in production of fruits shall be not less than 12%. Therefore, the issues of improving productivity and reducing damage to products that occur during transport, become currently of great importance.

On-farm transportation vehicles widely used by tractor transport. The rationality of the use of wheeled tractors substantiates the possibility of their movement on

asphalt and on dirt roads. A high level of use of tractor transport in the countries of Western Europe and the USA. So in the farms the leading countries of Western Europe (Germany, Italy, France, etc.) About 70-90% of TA's agricultural goods by tractor transport.

Balanced development of all parts of the APK is a necessary condition for the solution of problems of ensuring the country's food supply, especially fruits and vegetables raw materials. Currently, the weak development of processing branches of agroindustrial complex, production infrastructure lead to huge losses of agricultural products. For example, the loss of collected fruits and vegetables amount to 40-45%. The need for vehicles to horticulture, is satisfied only at 55-60%.

One of the most important and challenging tasks is to combat damage and losses of agricultural products, in which a very important role for vehicles. As shown by the analysis in the process of gathering apples more than 15-20% of the production does not reach the consumer.

For on-farm transportation use fruit boxes or containers. The time fruit pome crops are transported by bulk method (in vehicles and tractor trailers). Use of vehicles for General purpose do not meet the agronomic requirements for the carriage of fruit. Special vehicles for the carriage of bulk fruit way available.

Set out the feasibility and the main parameters of the body for on-farm transport of apples.

Key words: fruits, transportation, transportation, containers, efforts on the fruits, mechanical damage, the safety of the fruit.

УДК 631.23

ДВОФАЗНА СОШНИКОВА СИСТЕМА ДЛЯ ТЕХНОЛОГІЙ ТОЧНОГО ЗЕМЛЕРОБСТВА

Л. В. Аніскевич, Ю. О. Росамаха

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Кореспонденція авторів: rosamaha.vchenyij@ukr.net.

Історія статті: отримано – вересень 2018, акцептовано – листопад 2018.

Бібл. 3, рис. 12, табл. 0.

Анотація. Побудовано математичну модель руху двофазної сошникової системи та проведено імітаційне моделювання її функціонування, що дало змогу визначити оптимальні параметри сошникової системи при наявності систематичних та випадкових похибок вимірювальних та контролюючих елементів.

Ключові слова. Якість сівби, двофазна сошникова система, твердість ґрунту, автоматизована система керування.

Постановка проблеми

Однією з необхідних умов отримання високих урожаїв просапних культур, поряд із підготовкою ґрунту, догляду за посівами, є забезпечення розподілу насіннєвого матеріалу у відповідності до агрономічних. Це сприяє забезпеченню рослин необхідною кількістю світла, вологи, тепла та поживними речовинами.

При роботі посівного агрегату зміна опору ґрунту і нерівності поверхні поля викликають коливання сошника в поздовжньо-вертикальній площині, що призводить до нестійкого руху останнього на заданій глибині. З підвищенням швидкості руху посівного агрегату зростає амплітуда коливання сошника в поздовжньо-вертикальній площині, що значно збільшує нерівномірність глибини загортання насіння. Існуючі конструкції сошникових систем сіялок не забезпечують достатнього ступеня точності розподілу насіннєвого матеріалу просапних культур в ґрунті.

Аналіз останніх досліджень

В процесі вирішення завдання покращення показників якості сівби просапних культур висунуто гіпотезу реалізації високоякісної сівби просапних культур, у відповідності до якої для покращення показників якості сівби насіння просапних культур необхідно застосувати двофазний спосіб заробки насіння [1].

При сівбі за таким способом процес заробки насіння відбувається за дві фази, кожна з яких включає дві стадії (рис. 1).

Послідовність чотирьох стадій реалізації способу виглядає наступним чином:

- перша стадія: конусний щілиноутворювач 1 входить в ґрунт і утворює щілину 2 зі сприятливими геометричними параметрами для самозаклинювання насіння між боковими стінками щілини без перекошування вздовж рядка;

- друга стадія: в щілину 2 подається насіння 3, яке в залежності від розмірів заклинюється в щілині на різній (але меншій, ніж задана) глибині і орієнтується вздовж осі щілини;

- третя стадія: вдавлюючий диск 4, з певними геометричними параметрами, рухається вздовж щілини, і своїми робочими кромками 5 зрізує бокові вологі стінки ґрунту; ґрунт при зрізанні, за рахунок форми жолоба диска 4 переміщується вниз і накриває насіння, що знаходиться в щілині, одночасно стискається навколо нього;

- четверта стадія: вдавлюючий диск 4 переміщує насіння із ущільненим шаром ґрунту на задану глибину сівби a ; загортання щілини виконується традиційним способом.

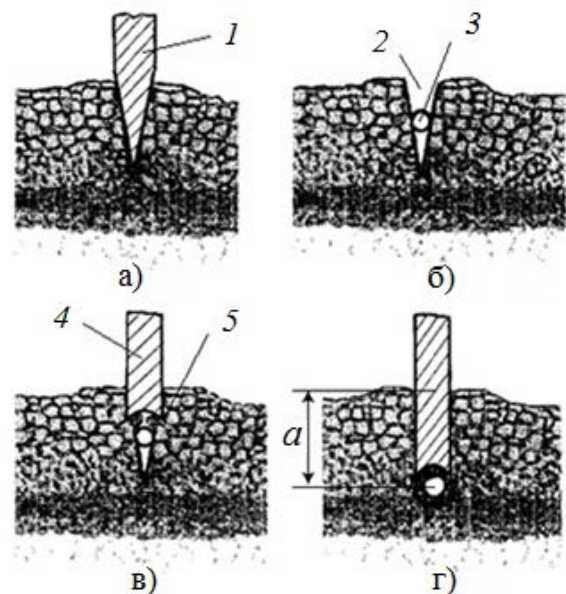


Рис. 1. Основні стадії заробки насіння двофазним способом: а, б – перша фаза; в, г – друга фаза заробки насіння; 1 – диск щілиноутворювач; 2 – щілина; 3 – насіння; 4 – вдавлюючий диск; 5 – робочі кромки вдавлюючого диска; а – глибина заробки насіння.

Такий двофазний спосіб сівби просапних культур дозволить забезпечити заробку насіння 1 (рис. 2) у вологий шар ґрунту 4. Навколо насінини формується ядро 2 ущільненого до $1,3 \text{ г/см}^3$ і зволоженого ґрунту, а зверху можливо утворити дрібнозернисту структуру 3. Насіння залягає на заданій (з допустимим відхиленням) глибині a незалежно від стану нерівностей і твердості ґрунту. Не порушується і рівномірність розподілу насіння вздовж рядка, яку забезпечує висівний апарат та до мінімуму зводиться відхилення насіння від осової лінії рядка.

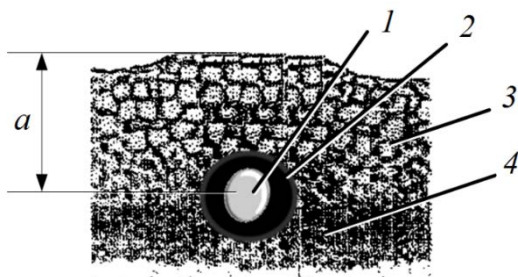


Рис. 2. Зображення насінини загорнутої в ґрунт: 1 – насіння; 2 – ядро ущільненого і зволоженого ґрунту; 3 – дрібнозерниста структура; 4 – вологий шар ґрунту; a – глибина заробки насіння.

Мета досліджень

Для реалізації запропонованого двофазного способу заробки насіння просапних культур розроблено відповідну конструкцію сошникової системи [2]. Визначено, що сила опору ґрунту при заглибленні диска є впливовим фактором на глибину ходу вдавлюючого диска і залежить від типу ґрунту та його фізико-механічних властивостей тощо. Причому, величина наведених властивостей значною мірою змінюється по площі поля, в залежності від координат знаходження посівного агрегату в полі. Це означає, що необхідно враховувати місцевизначені характеристики стану ґрунту, зокрема його місцевизначену щільність.

Результати досліджень

В подальшому аналізі сошникової системи враховується місцевизначена інформація про щільність ґрунту з можливістю автоматизованої корекції положення вдавлюючого диска (рис. 3), що повинно забезпечити ефективність роботи коригуючого пристрою і сошникової системи в цілому для широкого діапазону технологічних умов функціонування [3].

Положення щілиноутворювача контролюється датчиком положення D , сигнал від якого подається на суматор s . До суматора подається також сигнал ручного налаштування U_3 , а на виході маємо сигнал $\lambda(t)$, який подається до модуля управління сервоприводом. До цього модуля також подається сигнал зворотного зв'язку $\hat{Z}(t)$ від датчика положення

вдавлюючого диска, а також сигнал $R(x, y)$ від блоку розрахунку місцевизначеної щільності ґрунту. Останній функціонує на підставі інформації про поточні координати посівного агрегату в полі та картограми місцевизначеної щільності ґрунту.

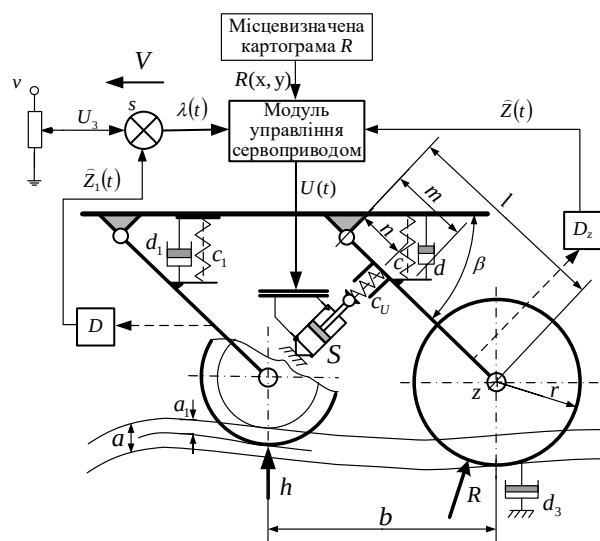


Рис. 3. Схема двофазної сошникової системи з автоматизованою системою корекції положення вдавлюючого диска.

Структурну схему автоматизованої системи корекції положення вдавлюючого диска представлено на рис. 4.

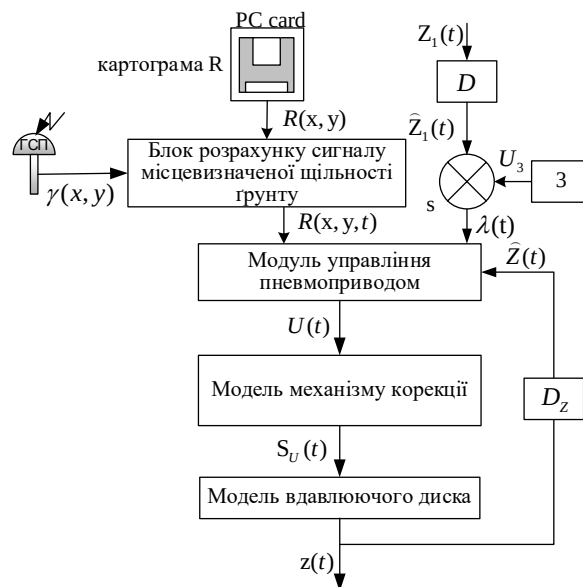


Рис. 4. Структурна схема автоматизованої системи корекції положення вдавлюючого диска.

До блоку розрахунку сигналу місцевизначеної щільності ґрунту від блоку зчитування (PC card) картограми стану ґрунту надходить сигнал $R(x, y)$. До цього ж блоку надходить сигнал $\gamma(x, y)$ від датчика глобальної системи позиціонування. Вихідним сигналом цього блоку є нормалізований по амплітуді і синхронізований із світовими координатами сигнал

$R(x, y, t)$. В якості сигналу для слідкування (цілі функціонування) виступає вихідний сигнал $\lambda(t)$. Цей сигнал формується як результат подачі до суматора сигналів $\hat{Z}_1(t)$ датчика D контролю положення щілиноутворювача та $\hat{Z}(t)$ від датчика зворотного зв'язку D_Z , що контролює положення вдавлюючого диска. Для ручного регулювання положення вдавлюючого диска відносно щілиноутворювача слугує задатчик 3 із вихідним сигналом U_3 . Ціль функціонування досягається, з одного боку, шляхом організації руху щілиноутворювача на глибині a_1 , а також шляхом дії пневмопривода на повідець радіального підвісу вдавлюючого диска (контролюється датчиком D_Z з вихідним сигналом зворотного зв'язку $\hat{Z}(t)$). В результаті на виході системи маємо кінцеву глибину заробки насіння $z(t)$.

Основною задачею системи керування є розрахунок оптимального значення керуючої дії $U(t)$, яка подається на механізм корекції положення вдавлюючого диска. Шток пневмопривода S (див. рис. 3) корегує положення вдавлюючого диска відносно щілиноутворювача в залежності від заданих регулювань, стану нерівностей поверхні поля, а також величини опору ґрунту у відповідності до координат місцеположення посівного агрегату в полі і величини занурення вдавлюючого диска. В результаті на виході системи маємо конкретне положення вдавлюючого диска $z(t)$, як функцію сигналу керуючої дії $U(t)$, що надходить від модуля управління пневмоприводом.

Передаточну функцію моделі вдавлюючого диска знайдемо шляхом складання диференціального рівняння руху вдавлюючого диска. Для складання рівнянь динаміки руху сошникової системи по нерівностям поверхні поля скористаємось рівняннями динаміки Лагранжа 2-го роду:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} = Q_{q_i} \quad (1)$$

де T і Π – кінетична та потенціальна енергії відповідно; Φ – дисипативна функція; Q_{q_i} – узагальнені координати; Q_{q_i} – узагальнена сила.

Після знаходження необхідних складових і підстановки у рівняння динаміки (1) і проведення необхідних перетворень отримаємо диференціальне рівняння руху вдавлюючого диска по нерівностям поверхні поля:

$$\ddot{z} \left(\frac{I \tan(\beta)^2}{R^2} + M(1 + \tan(\beta)^2) \right) + \dot{z} \left(\frac{dm + ld_3}{l} + z \left(\frac{cm}{l} + \frac{n^2 \sin(\beta)^2 c_U}{l^2} \right) \right) - Q_v = S_v \left(\frac{n \sin(\beta) c_U}{l} \right) \quad (3)$$

Передаточна функція моделі вдавлюючого диска сошникової системи має вигляд:

$$W_{vd} = \frac{A_4}{A_1 \tau^2 + A_2 \tau + A_3}, \quad (4)$$

де $A_1 = \frac{I \tan(\beta)^2}{R^2} + M(1 + \tan(\beta)^2)$; $A_2 = \frac{(dm + ld_3)}{l}$; $A_3 = \frac{cm}{l} + \frac{n^2 \sin(\beta)^2 c_U}{l^2}$; $A_4 = \frac{n \sin(\beta) c_U}{l}$; τ – символ диференціювання по часу.

Передаточна функція моделі сервомеханізму корекції положення вдавлюючого диска має вигляд:

$$W_{np} = \frac{K_k}{T_k^2 \tau^2 + 2T_k \xi_k \tau + 1} \quad (5)$$

де K_k , ξ_k та T_k – відповідно коефіцієнт підсилення, затування та стала часу механізму корекції положення.

Передаточна функція моделі датчика положення вдавлюючого диска буде мати вигляд:

$$W_d = \frac{A_d}{T_d \tau + 1} \quad (6)$$

де $A_d = 1 + \Delta_d(t) + \xi_d(t)$; $\Delta_d(t)$ та $\xi_d(t)$ – систематична та випадкова складові відносної помилки функціонування датчика; T_d – стала часу датчика.

Рівняння (4), (5), (6) складають модель функціонування двофазної сошникової системи. Аналіз такої моделі дає можливість обрати структуру та значення параметрів керуючої дії $U(t)$ (закону регулювання), які забезпечують досягнення усталеності процесу функціонування системи, а також її роботу при допустимих значеннях помилки слідкування за виконанням завдання.

З метою визначення можливостей двофазної сошникової системи виконувати заданий режим роботи при зміні таких параметрів функціонування, як, наприклад, амплітуда і частота надходження нерівностей до сошникової системи, маса щілиноутворювача та вдавлюючого дисків, коефіцієнта затування ξ , коефіцієнта підсилення K тощо, при наявності систематичних та випадкових похибок вимірювальних та контролюючих елементів було проведено імітаційне моделювання.

На першому етапі моделювання проаналізовано вплив систематичної і випадкової складових відносної помилки функціонування датчиків положення щілиноутворювача та вдавлюючого диска без урахування складової реакції ґрунту. В результаті виявлено, що для якісної заробки насіння на задану глибину необхідно використовувати датчики з мінімальними значеннями систематичної і випадкової помилок функціонування.

Наступним кроком імітаційного моделювання стала задача оцінки впливу твердості ґрунту (основна складова реакції ґрунту на щілиноутворювач) на якість функціонування вдавлюючого диска. Цей вплив важливо проаналізувати, тому що під час виконання лабораторно-польових досліджень з вимірювання твердості ґрунту на глибині заробки насіння в польових умовах визначено, що цей показник варіює в діапазоні 100...1300 кПа.

За умов використання вказаних вище значень динамічних параметрів двофазної сошникової системи, результат розв'язку процесу її

функціонування у відповідності до структурної схеми автоматизованої системи корекції положення вдавлюючого диска (див. рис. 5) представлено на рис. 5.

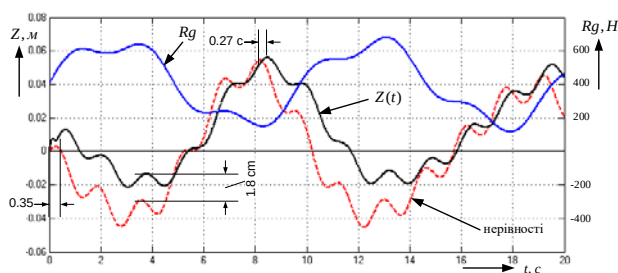


Рис. 5. Зображення процесу функціонування двофазної сошникової системи: $Z(t)$ – координата положення вдавлюючого диска; R_g – величина сили опору ґрунту.

Із рис. 5 видно, що механізм функціонування вдавлюючого диска (координата $Z(t)$) має на початку роботи перехідний процес у 0,35 с. Крім того має місце фазовий зсув у копіюванні нерівностей поверхні поля у 0,27 с, що, наприклад, при швидкості руху сівалки 2 м/с відповідає копіюванню зі зсувом близько у 0,54 м. Не витримується, також, задана амплітуда коливань вдавлюючого диска. Наприклад, на відрізку часу з 3 по 9 секунду амплітуда коливань нерівностей складає 9,8 см, в той час як амплітуда коливань вдавлюючого диска на цьому ж проміжку часу складає всього 7,5 см. Але найбільш суттєвим моментом є негативний вплив реакції ґрунту R_g на процес копіювання нерівностей. Як бачимо із рис. 5, відбувається виглиблення вдавлюючого диска з порушенням процесу копіювання до 1,8 мм.

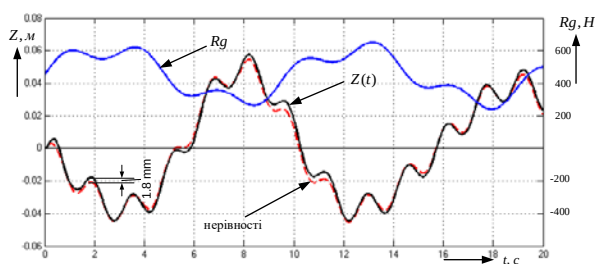


Рис. 6. Зображення процесу функціонування оптимізованої двофазної сошникової системи: $Z(t)$ – координата положення вдавлюючого диска; R_g – величина сили опору ґрунту.

Бажано мати інваріантну до дії реакції ґрунту на вдавлюючий диск систему з усталеними і заданими режимами копіювання нерівностей поверхні поля. Комп'ютерне імітаційне моделювання дозволило визначити впливові фактори для досягнення поставленого завдання. Основними з таких факторів стали жорсткість пружини C_U (див. рис. 3), зменшення коефіцієнта демпфування d , а також стала часу, коефіцієнти затухання і підсилення модуля управління пневмоприводом. При величинах C_U

$=360$ кг/см, $d=120$ Н с/м, $T=0,1$ с, $\xi=0,1$, $K=4.9$ процес функціонування системи представлено на рис. 6.

Похибка I відхилення оцінки глибини ходу вдавлюючого диска від заданої на заліковому періоді T функціонування сошника склала $1,5 \times 10^{-4}$.

В цілому, завдання з дотримання заданої глибини ходу вдавлюючого диска двофазної сошникової системи виконується задовільно. Динамічні параметри системи підібрані таким чином, що зміни місцевизначеної щільності ґрунту (через параметр R_g) не мають суттєвого впливу на стабільність ходу вдавлюючого диска, виглиблення якого зведено до мінімуму і не перевищує 1,8 мм. Відсутній також фазовий зсув у копіюванні нерівностей поверхні поля.

Для проведення лабораторних і лабораторно-польових досліджень було спроектовано і виготовлено лабораторно-польову установку (рис. 7).

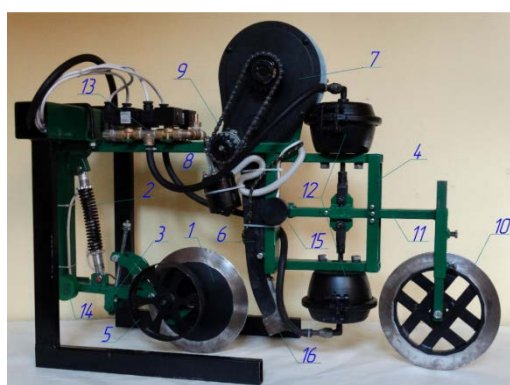


Рис. 7. Загальний вигляд лабораторно-польової установки: 1 – диск щілиноутворювач; 2 – амортизатор; 3 – повідок; 4 – рама; 5 – опорно-ходові колеса; 6 – насіннепровід; 7 – висівний апарат; 8 – електродвигун-редуктор; 9 – ланцюгова передача; 10 – вдавлюючий диск; 11 – повідок; 12 – пневмоциліндри; 13 – клапанно-розподільний механізм; 14, 15 – датчики положення повідків; 16 – індуктивний датчик.

Лабораторно-польова установка є двофазною сошниковою системою, що складається із диска щілиноутворювача 1, який через підпружинений амортизатор 2 повідок 3 закріплений шарнірно до рами 4, глибина ходу диска щілиноутворювача регулюється опорно-ходовими колесами 5. Послідовно, в повздовжньому напрямку, встановлений висівний апарат 7 із насіннепроводом 6. Вдавлюючий диск 10, встановлений на повідку 11, який шарнірно приєднаний до рами. Висівний апарат приводиться в рух за допомогою електродвигуна-редуктора 8 через ланцюгову передачу 9.

Двофазна сошникові система має автоматизовану систему регулювання і контролю положення вдавлюючого диска, яка, в свою чергу, складається із двох пневмоциліндрів 12, клапанно-розподільного механізму 13, датчиків 14 і 15 положення повідків, зовнішнього джерела стисненого повітря (на рис. не показано) та контролера Мікрол МІК 121, який крім того керує роботою висівного апарата. Для фіксації моменту прольоту насінини в нижній частині насіннепровода встановлено індуктивний датчик 16.

При проведенні лабораторно-польових досліджень пропонувану сошникову систему було встановлено замість серійної секції тринадцятого ряду на сівалку John Deere 7000 (рис. 8), що має шістнадцять рядків і агрегувалась із трактором John Deere 8400. Висівні апарати на всіх секціях сівалки були однакові (пневматичні, вакуумного типу, з індивідуальним електроприводом) і налаштовані на однакову норму висіву.



Рис. 8. Двофазна сошниковая система на сівалці John Deere 7000.

Всі досліди було проведено за стандартною методикою проведення повного факторного експерименту. Критеріями оптимізації прийняли: рівномірність відстаней між насінинами вздовж рядка, рівномірність глибини заробки, щільність ґрунту в зоні розміщення насіння та схожість насіння. Обробка експериментальних даних проводилася із застосуванням пакету прикладних програм «Statistica».

Виконані попередні дослідження показали, що твердість ґрунту по площі поля, яке підготовлене до сівби сільськогосподарських культур, змінюється в широких межах (до 1300 кПа) і не має домінуючих частот зміни вздовж лінії гону. Ці результати було враховано при визначенні вихідних умов для виконання імітаційного моделювання процесів функціонування двофазної сошникової системи.

У ґрунтовому каналі було проведено дослідження для перевірки якості заробки насіння двофазним способом та визначення характеру зони ущільнення ґрунту вдавлюючим диском. Вологість ґрунту на момент проведення досліджень приводили до $20 \pm 2\%$, контролювали вологоміром FIELDSCOUT TDR 300 Soil. На поверхні ґрунту утворювали щілину за допомогою виготовленого диска щілиноутворювача і доставляли в неї насінину, після чого, вздовж щілини протягували вдавлюючий диск, який зрізав ґрунт зі стінок борозни і накривав насінину (рис. 9 а). Як бачимо, після проходження вдавлюючого диска утворювалася зона ущільненого ґрунту (рис. 9 б) – вид зверху, та в розрізі (рис. 9 в).

За допомогою виготовленої лабораторно-польової установки в ґрунтовому каналі визначили різницю глибини ходу Δh щілиноутворювача і вдавлюючого диска, що необхідна для утворення в зоні залягання насіння щільності ґрунту Q в межах $1,1 \dots 1,3 \text{ г/см}^3$.

Перед початком досліду ґрунт доводили до вологості $20 \pm 2\%$ і розпушували до середньої щільності 1 г/см^3 . Щільність, що утворювалася в зоні залягання насіння, визначали за методом Качинського, проте використовували спеціально створений бур об'ємом 8 см^3 .



а)



б)



в)

Рис. 9. Зображення реалізації двофазного способу заробки насіння: а – робота вдавлюючого диска; б – зона ущільненого ґрунту (вид зверху); в – розріз ґрунту.

Показник Δh змінювали на трьох рівнях: 1 см, 2 см і 3 см.

Одночасно з цим перевірили вплив швидкості руху V двофазної сошникової системи на параметр оптимізації Q .

Показник V змінювали на трьох рівнях: 1 м/с, 1,7 м/с і 2,4 м/с.

Було побудовано поверхню відгуку зміни щільності ґрунту Q в залежності від показника Δh та швидкості руху V двофазної сошникової системи (рис. 10).

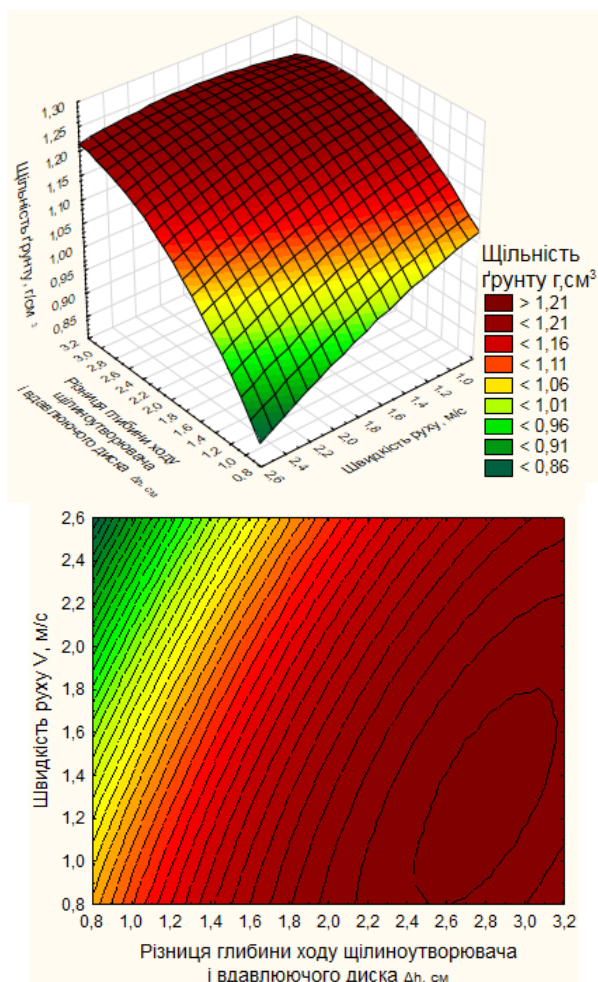


Рис. 50. Поверхня відгуку зміни щільності ґрунту Q в залежності від показника Δh та швидкості руху V .

В результаті проведеного повного факторного експерименту 3^2 отримано рівняння регресії в натуральних значеннях.

Отримане рівняння регресії встановлює залежність між параметром оптимізації Q і наступними параметрами: швидкістю руху сошнікової системи V та різницею глибини ходу щілиноутворювача і вдавлюючого диска, що є найбільш впливовим фактором. За визначених умов оптимальні значення $\Delta h_{opt}=2,802$ см, $V_{opt}=1,29$ м/с.

Для вивчення зміни коефіцієнту варіації глибини заробки насіння в залежності від швидкості руху сівалки та глибини ходу сошника було проведено лабораторно-польові дослідження. Дослідження проводили на полі № 6 «Агрономічної дослідної станції» під час сівби кукурудзи. Ґрунт – чорнозем звичайний малогумусний, вологість коливалась в межах 18...22 %. Глибину заробки визначали після отримання сходів методом вимірювання етильованої частини рослини. Дослід проводили із двома факторами на трьох рівнях. Швидкість руху сівалки V встановлювали на трьох рівнях: 1 м/с, 2 м/с і 3 м/с, глибину ходу сошника H встановлювали 3 см, 5 см і 7 см. В результаті обробки даних побудовано поверхню відгуку (рис. 11).

Отримано рівняння регресії, що встановлює залежність між параметром оптимізації W і такими параметрами: швидкістю руху V сошнікової системи

та глибиною H заробки насіння. В даному випадку найбільш впливовим фактором є швидкість V .

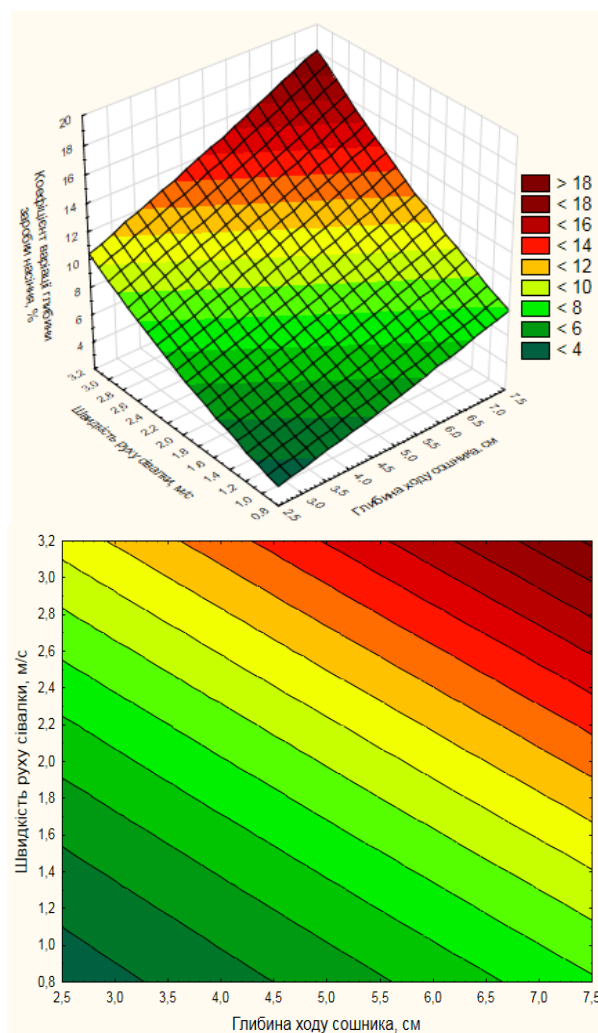


Рис. 61. Поверхня відгуку коефіцієнта варіації глибини заробки насіння W від швидкості руху сівалки V і заданої глибини ходу сошника H

Для порівняльної оцінки роботи двофазної сошнікової системи в польових умовах визначали коефіцієнти варіації глибини заробки насіння, відстані між рослинами в рядку, польову схожість насіння та середню щільність ґрунту в зоні залягання насіння. Всі показники визначали після отримання сходів шляхом вимірювання тридцяти послідовно розміщених рослин на п'яти окремих ділянках. Порівнювали тринадцятий (двофазна сошнікова система) і чотирнадцятий ряди сівалки. Оброблені результати вимірювань представлені на рис. 11.

Із рис. 12 видно, що коефіцієнт варіації глибини заробки насіння зменшився близько у 2,1 раза, коефіцієнт варіації відстані між рослинами зменшився у 2,9 раза, а польова схожість зросла на 8,8 %. При цьому показник середньої щільності ґрунту в зоні залягання насіння зріс із $1,02$ г/см³ при проведенні сівби базовою сошніковою системою до $1,18$ г/см³ – пропонуваною, що знаходиться в межах оптимальних значень $1,1...1,3$ г/см³.

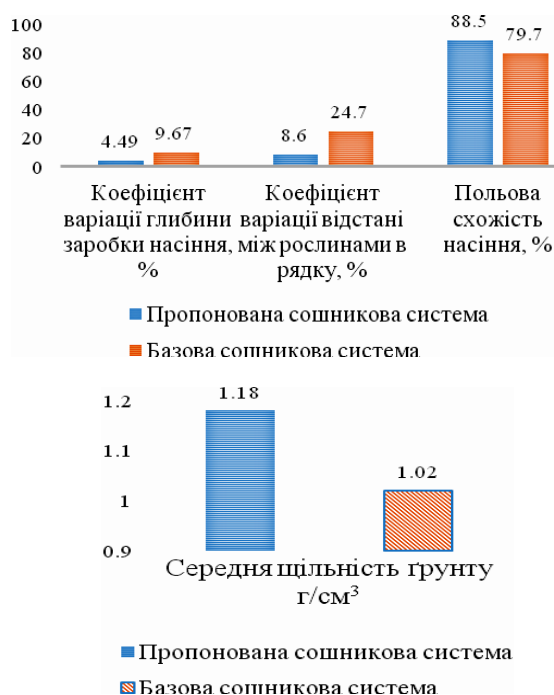


Рис. 72. Значення коефіцієнта варіації глибини заробки насіння, %; коефіцієнта варіації відстані між рослинами в рядку, %; польової схожості насіння, %; та середньої щільності ґрунту в зоні залягання насіння, г/см³.

Висновки

1. Обґрунтовано перспективний напрям вдосконалення процесу сівби шляхом застосування двофазної сошникової системи на підставі проведеного аналізу існуючих способів і технічних засобів реалізації сівби просапних культур.

2. Розроблено математичну модель функціонування двофазної сошникової системи для просапних сіялок та проведено імітаційне моделювання процесу, що дозволило визначити впливові фактори для досягнення поставленого завдання. Основними з таких факторів стали жорсткість пружини $c_u=360$ кг/см, коефіцієнт демпфування $d=120$ Н с/м, стала часу $T=0,1$ с, коефіцієнти затухання $\xi=0,1$ і підсилення $K=4,9$ модуля управління пневмоприводом.

3. Проведено теоретичний та практичний аналіз процесу взаємодії робочих органів двофазної сошникової системи з ґрунтом, як цілісної динамічної системи, для якої обґрунтовано взаємозв'язок функціонування щілиноутворювача і вдавлюючого диска. Визначено оптимальне значення $\Delta h_{opt}=2,802$ см різниці глибини ходу щілиноутворювача і вдавлюючого диска, яка необхідна для утворення в зоні залягання насіння щільності ґрунту в межах $1,1 \dots 1,3$ г/см³.

4. Експериментальні дослідження впливу обґрунтованих конструктивних параметрів двофазної сошникової системи на формування розподілу насіння в ґрунті показали зниження коефіцієнту варіації глибини заробки насіння в два рази (до 4,49 %), зниження коефіцієнту варіації відстані між рослинами

майже в три рази (до 8,6 %), підвищення схожості насіння на 8,8 %, підвищення середньої щільності ґрунту в зоні залягання насіння з 1,02 до 1,18 г/см³ у порівнянні з базовою сошниковою системою.

Список літератури

1. *Аніскевич Л. В., Росамаха Ю. О.* Шляхи покращення сівби просапних культур у технологіях точного землеробства. Вісник Житомирського національного агроекологічного університету. 2014. Вип. 2 (45). Т. 4. Ч. 1. С. 157–162.

2. *Аніскевич Л. В., Росамаха Ю. О.* Конструктивні особливості сошникових систем сучасних сіялок та їх відповідність вимогам точного землеробства. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: Техніка та енергетика АПК. 2016. Вип. 241. С. 270–279.

3. *Аніскевич Л. В., Росамаха Ю. О.* Патент України на корисну модель № 107387 Україна, А01С 7/20. Сошникова система для сівби сільськогосподарських культур. Заявник і патентовласник Національний університет біоресурсів і природокористування України. № у 201507814; заявлено 06.08.2015; опубліковано 10.06.2016. Бюл. № 11.

References

1. *Anishevich, V. L., Rosamaha, Yu. O.* (2014). Ways to improve the sowing of row crops in precision agriculture technologies. Bulletin of Zhytomyr national agroecological University. Vol. 2 (45). Vol. 4. Part 1. 157-162.

2. *Anishevich, V. L., Rosamaha, Yu. O.* (2016). Design features of Soshnikova systems of modern planters and their compliance with the requirements of precision agriculture. Scientific Bulletin of National University of life and environmental Sciences of Ukraine. Series: electronics and energetics, agriculture. Vol. 241. 270-279.

3. *Anishevich, V. L., Rosamaha, Yu. O.* (2015). Patent of Ukraine for useful model No. 107387 Ukraine, A01C 7/20. Soshnikova system for planting crops. Applicant and patentee of the national University of life and environmental Sciences of Ukraine. No. u 201507814.

ДВУХФАЗНАЯ СОШНИКОВА СИСТЕМА ДЛЯ ТЕХНОЛОГИЙ ТОЧНОГО ЗЕМЛЕДЕЛИЯ

Л. В. Анискевич, Ю. А. Росамаха

Аннотация. Построена математическая модель движения двухфазной сошниковой системы и проведено имитационное моделирование ее функционирования, что позволило определить оптимальные параметры сошниковой системы при наличии систематических и случайных погрешностей измерительных и контролирующих элементов.

Ключевые слова. Качество сева, двухфазная сошниковая система, твердость почвы, автоматизированная система управления.

TWO-PHASE COULTER SYSTEM FOR PRECISION
AGRICULTURE TECHNOLOGIES

Aniskevich L. V., Rosamaha Yu. O.

Abstract. A mathematical model of the motion of a two-phase coulter system was constructed and a simulation modeling of its functioning was carried out, which made it possible to determine the optimal parameters of the coulter system in the presence of systematic and random errors of measuring and control elements.

Key words: seed quality, two-phase coulter system, hardness of soil, automated control system.

УДК 631:636

ОБГРУНТУВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ БІОТЕХНІЧНОЇ СИСТЕМИ ПРИ ВИРОБНИЦТВІ ТВАРИННИЦЬКОЇ ПРОДУКЦІЇ

В. С. Хмельовський, В. І. Ребенко

Кореспонденція авторів: hmelvas@ukr.net.

Історія статті: отримано – вересень 2018, акцептовано – листопад 2018.

Бібл. 5, рис. 2, табл. 0.

Анотація. В роботі обгрунтовано структуру та елементи біотехнічної системи «людина-машина-тварина-середовище» при виробництві тваринницької продукції, а також наведено перелік вимог та умов для забезпечення ефективного виробництва.

Ключові слова: біоніка, система, елемент.

Постановка проблеми

Концепцією державної цільової економічної програми розвитку тваринництва декларуються такі завдання: щорічне збільшення поголів'я тварин; забезпечення валового виробництва продукції тваринного походження на рівні показників продовольчої безпеки; збільшення обсягу експорту продукції тваринного походження; зменшення енергоємності виробництва продукції тваринного походження; удосконалення системи управління племінною справою в тваринництві; забезпечення продовольчої безпеки держави; безпечності та якості продукції тваринного походження і беззбитковості її виробництва; підвищення рівня зайнятості сільського населення та доходів вітчизняних виробників продукції тваринного походження. Вирішення таких завдань є складною науково-технічною проблемою.

Враховуючи існуючу низьку ефективність та конкурентоспроможність аграрного виробництва доцільним є перехід тваринництва на інтенсивну основу за рахунок комплексної реконструкції тваринницьких ферм та механізації малих ферм з впровадженням новітніх технологій утримання тварин, прогресивних комплексів машин, засобів автоматизації і роботизації та нових форм господарювання.

Успішне вирішення таких задач залежить від формування і розвитку складних інтегрованих систем, що включають машину, тварину і людину. Техніка є важливим елементом середовища, в якому живе тварина. По мірі ускладнення машинних технологій та конструкцій машин відбувається взаємозв'язане ускладнення та видозміна функцій біотехнічної системи «людина-машина-тварина-середовище». Системні дослідження процесів виробництва продукції тваринництва дозволять розробити нові технології та технічні засоби, які підвищують використання потенційних можливостей тварин, зменшують затрати та покращують умови праці.

Аналіз останніх досліджень

Вирішенню проблем обгрунтування та моделювання біотехнічних систем у тваринництві присвячені наукові праці Мельникова С. В., Карташова Л. П., Погорілого Л. В., Луценко М. М., Шацького В. В. та інших.

На сьогоднішній день процеси і технології, що використовуються у тваринництві, вимагають теоретичного і практичного удосконалення, пошуку нових підходів до вирішення складних виробничих питань інтенсифікації виробництва. Напрацювання науковців Фененка А. І., Ревенка І. І., Шацького В. В., Брагінця М. В., Чміля А. І. тощо розкривають процес інтенсифікації в тваринництві як інноваційний шлях розвитку.

Мета досліджень

Мета досліджень – обгрунтувати структуру та елементи біотехнічної системи «людина-машина-тварина-середовище» для виробництва тваринницької продукції.

Результати досліджень

У розвиненому промисловому виробництві функції людини усе більше зводяться до керування механізованими засобами праці й контролю якості вироблених виробів або виконуваної роботи.

Тваринництво по своїй організаційно-економічній структурі близько підходить до промислового виробництва: цілорічний виробничий процес, строга ритмічність у роботі, визначений розпорядок дня на фермі, постійний штат обслуговуючого персоналу, стаціонарне обладнання, встановлене на фундаментах усередині будівель, електрика як основний вид енергії. Усе це свідчить про великі потенційні можливості росту продуктивності праці у тваринництві, успішно реалізованих у міру переведення його на промислову основу. Однак, незважаючи на ряд загальних рис промислового підприємства й великого тваринницького комплексу промислового типу, між ними є істотні відмінності.



Рис. 1. Структурно-технологічна схема процесу виробництва продуктів тваринництва.

Якщо промислове підприємство являє собою замкнену, динамічну інженерно-технічну систему людей – машина з детермінованим зворотним зв'язком, то тваринницький комплекс (ферма) є біотехнічною системою людина – машина – тварина з незалежною активно діючою біологічною ланкою. Така система значно ускладнена тим, що містить у собі «живі фабрики», які в процесі продукування підпорядковані своїм внутрішнім фізіологічним і біохімічним законам. Цими законами люди ще не навчилися керувати так повно й оперативно, як того вимагають умови промислового виробництва, побудованого на основі законів фізики, механіки й математики.

Людина-Оператор – провідна ланка в системі людина-машина-тварина. Алгоритми керування в такій системі, як правило, носять імовірнісний характер. Ефективність роботи системи в цілому залежить насамперед від того, наскільки оптимальні зв'язки й взаємодії між її ланками.

На рисунку 1 представлена структурно-технологічна схема процесу виробництва продуктів тваринництва. Предмет праці (корми, вода й деякі інші матеріали) переробляється тваринами в готові продукти (вироби).

У фабрично-заводському виробництві людина (робоча сила) у процесі праці через засоби праці (техніку, будівлі, споруди) впливає безпосередньо на предмет праці (сировину, матеріали). У тваринництві він може впливати на кормову сировину тільки лише через тварину, яка в даному виробництві виконує одночасно дві функції, будучи одночасно предметом праці (виращування, відгодівля) і засобом праці (продукування молока, живої маси, м'яса). Ця

відмінність має принципове значення й дає підставу умовно розділити технологію виробництва продуктів тваринництва на дві частини – зооінженерну (біологічну) і інженерно-технічну (машинну).

Зооінженерна технологія вивчає спосіб одержання продуктів при мінімальних витратах сировини (корму), праці й матеріальних коштів, у тому числі й амортизації приміщень і обладнання. Вона обґрунтовує вибір системи утримання, способів годівлі й догляду за тваринами, розробляє питання відтворення череди й санітарно-ветеринарного обслуговування. Із цього випливає, що зоотехнія, зоогігієна й ветеринарія становлять основу всієї технології виробництва продуктів тваринництва. Інженерно-технічна технологія вивчає процес серійного, тобто потокового, виробництва будь-якого продукту по заздалегідь розробленому способу. Вона являє собою комплекс організаційно-технічних заходів, які перетворюють розрізнені в часі операції виробничої експлуатації (обслуговування) тварин у стрункий процес, що піддається комплексній механізації й автоматизації. Мета інженерно-технічної технології робіт – систематичне зниження витрат праці на одиницю одержуваної продукції. Таким чином, зооінженерна й інженерно-технічна технології являють собою складові частини технології виробництва продуктів тваринництва, що розглядає не тільки спосіб виробництва, але і його організацію.

Провідна роль у широкій програмі розвитку сільськогосподарського виробництва належить інтенсифікації, що передбачає найбільш повне використання всіх факторів, які впливають на ріст продуктивності тваринництва й кормовиробництва,

включаючи організаційні, економічні, технологічні, інженерно-технічні, соціальні й ін.

У сучасній науці про керування виробництвом такий комплексний підхід до розв'язку питань називається системним. Системний підхід знаходить застосування при вивченні всіх питань, пов'язаних з розвитком комплексної механізації й автоматизації тваринництва. Такий підхід особливо ефективний при оптимізації робочих процесів машин і поточкових ліній, тобто при відшукуванні оптимальних умов використання технічних засобів і тварин.

Сутність системного методу зводиться до того, що будь-який досліджуваний об'єкт розглядається із точки зору його цілісності. Розробка організаційних, технологічних, санітарно-ветеринарних, техніко-економічних і інших заходів, спрямованих на підвищення ефективності використання техніки у тваринництві, виявляється найбільш успішною, якщо відповідні розв'язки приймати з урахуванням системного підходу. При цьому кожний елемент досліджуваного об'єкта повинен розглядатися як частина системи, тобто з урахуванням його ролі й місця в цій системі.

Тваринницький комплекс у цілому або будь-який окремий технологічний процес можуть розглядатися як багаторівневі системи. При цьому більш складна система визначається не стільки числом входних у неї елементів, скільки складністю їх властивостей і зв'язків, реалізованих між собою на різних щаблях (рівнях) ієрархічної структури.

Розглянемо процес виробництва продуктів тваринництва з позицій системного аналізу. Тоді виробничий процес як складна система містить у собі ряд підсистем, розташованих на різних рівнях. Прийmemo наступні позначення: О – оператор, М – машина, Т – тварина, С – середовище, Мт – Матеріал.

Підсистеми першого рівня – біотехнічна (О-М-Т)/С и дві технічні (О-М-Мт)/С, (О-М-Мт)/[С] – являють собою сукупності технологічних процесів, що відрізняються між собою силою зв'язків із зовнішнім середовищем і наявністю або відсутністю у своєму складі біологічної ланки – тварини.

По силі впливу на продуктивність тварин (птиці) машини й обладнання, застосовувані на фермах, ділять на дві основні групи: перша – машини, безпосередньо пов'язані з обслуговуванням тварин (доїльні установки, кормороздавачі, стригальні агрегати й ін.), і друга – машини, безпосередньо не пов'язані з обслуговуванням тварин (кормозаготівельні й кормоприготувальні машини, обладнання для первинної обробки молока й ін.).

У техніці, використовуваній на тваринницьких фермах і комплексах, машини й обладнання першої групи становлять більш 60%.

Виробнича експлуатація машин і обладнання в процесах біотехнічної підсистеми організовується з урахуванням вимог, обумовлених біологічною природою тварини.

У всіх групах процесів присутня і друга біологічна ланка – людина – оператор, самий активний елемент як продуктивна сила, тобто виробник продукту.

Поряд з біологічними всі підсистеми мають і технічні (детерміновані) ланки: машину як засіб праці й матеріали як предмет праці. Як уже було зазначено, тварини в системі виробництва виконують двояку роль, будучи одночасно й засобом, і предметом праці.

Перша підсистема О-М-Т/С першого рівня – біотехнічна – сильно пов'язана із зовнішнім середовищем. Вона містить у собі такі технологічні процеси, як доїння корів, стрижка овець, напування, роздача кормів, прибирання гною, створення мікроклімату, санітарно-гігієнічне обслуговування й ін.

Технологічні процеси, на протікання яких сильний вплив створює взаємодія із середовищем, виділені в другу підсистему О-М-Мт/С. При експлуатації обладнання потрібно строго враховувати як шкідливий вплив зовнішнього середовища на техніку, так і негативний вплив деяких технологічних процесів на навколишнє середовище.

На обладнання технологічних процесів третьої підсистеми О-М-Мт/[С] зовнішнє середовище створює незначний вплив, і його експлуатують за загальними правилами використання машинної техніки.

Підсистеми другого рівня відображають структуру й зв'язок усередині окремих технологічних процесів, а також склад і характер робочих операцій (основних, допоміжних, технологічних, контролю й керування, транспортних, підготовчо-заклучних, безперервних, періодичних, циклічних, ручних, машинно-ручних, машинних механізованих, автоматизованих, автоматичних), аналіз яких дає підставу для розробки операційних карт, питань наукової організації праці й автоматизації виробництва.

Підсистеми третього рівня відображають структурні зв'язки системи із зовнішнім середовищем і між елементами цієї системи – біологічними й технічними ланками. По характеру дії розрізняють прямі й зворотні, позитивні, негативні й нейтральні зв'язки; по міцності – сильні й слабкі зв'язки. По методах дослідження й оцінці впливу взаємодіючих факторів зв'язки можуть бути імовірнісними (кореляційними, регресійними) і детермінованими (функціональними). Якщо система має дві біологічні ланки, її структуру в цілому слід вважати імовірнісною.

Підсистеми четвертого рівня відображають субелементні зв'язки, що показують внутрішню структуру розглянутих елементів (властивості вихідних матеріалів і кінцевих продуктів, методи оцінки їх якості, режими роботи обладнання, надійність технічних і біотехнічних систем).

Системний метод дозволяє розчленувати виробничий процес як складну кібернетичну систему на ряд відносно самостійних множин, усередині яких є стійкі зв'язки. Послідовне вивчення природи й сили цих зв'язків дозволяє розробляти й приймати найбільш раціональні рішення з метою підвищення ефективності використання техніки.

Ціль розглянутої вище класифікації полягає в тому, щоб, згрупувавши подібні по визначальних ознаках системи, відшукати загальні методи їх

досліджень. Для багатьох описових наук класифікація – основний метод їх вивчення, тому що вона створює наочність і дозволяє бачити перспективу розвитку розглянутої системи.

Опис нової системи звичайно ведуть із трьох точок зору: морфологічної, функціональної й інформаційної.

Система, що функціонує в умовах виробництва продуктів тваринництва й позначується для стислості оператор – машина – тварина (О-М-Т), являє собою найбільш складну біотехнічну систему, і ця складність обумовлена неоднаковою природою зв'язків, що виникають між біологічними й технічними ланками. Перші управляються законами біології, фізіології, біохімії й інших наук зооінженерного напрямку, другі – детермінованими законами фізики, механіки, математики й інших наук інженерно-технічного напрямку.

Вивчення біотехнічної системи почнемо з морфологічного опису, який повинен дати уяву про її внутрішню будову (структуру), тобто виявити властивості, що відрізняють дану систему від інших, їй подібних. Важлива ознака морфології – призначення елементів або їх властивості, а також характеристика природи, сили й стійкості зв'язків, які можуть бути речовинними, енергетичними або інформаційними (кібернетичними).

ГОСТ 21033-75 дає конкретне визначення системи людина-машина, під якою розуміється система, що полягає з людини-оператора (групи операторів) і машини, за допомогою якої він (вони) здійснює трудову діяльність. На систему впливають дві групи факторів – енергетичні, пов'язані з машиною, і соціальні, що відносяться до оператора.

Порівнюючи систему людина-машина із цікавою для нас системою О-М-Т, неважко помітити, що друга значна складніше, і факторів, що впливають на її функціонування, більше; при цьому особливе значення мають фактори біологічної природи.

У якості першого наближення розглянемо схему, що зображує систему О-М-Т, вимоги до неї й умови, у яких вона функціонує (рис. 2).

Схема включає всі основні елементи системи О-М-Т, зв'язані із середовищем С. Взаємодії елементів у

процесі виробництва відзначені стрілками. Так, оператор безпосередньо або через органи керування впливає на машину й інші засоби виробництва (споруди, будівлі), використовуючи знання з області енергетики й кібернетики. Машина безпосередньо впливає на оброблюваний матеріал (корм, воду й ін.) і через нього – на тварину, що виробляє кінцевий продукт (молоко, м'ясо й ін.).

Поряд із цим машина може впливати на тварину й безпосередньо як на предмет праці (годівля, доїння, стрижка вовни й ін.); при цьому оператор використовує закони механіки, технології й інших наук. Оператор, виконуючи ряд ручних операцій по догляду, також може безпосередньо впливати на тварину (чищення, масаж вим'я, прив'язування й ін.), керуючись знаннями з області етології, наукової організації праці, фізіології праці й зооінженерних наук.

Зміст зовнішніх зв'язків усіх елементів системи О-М-Т із середовищем С може бути всебічно розкрито на основі законів інженерно-технічних наук, а також санітарії, гігієни й екології тварин.

Екологія – це наука, що вивчає взаємовідносини тварини з навколишнім середовищем. Елементи середовища, що впливають на тваринний організм, називаються факторами середовища (мікроклімат, вода, рельєф, живлення та ін.). Фактори, які необхідні для існування даного виду тварин (температура середовища, світло, наявність їжі, води й т.п.), визначають умови існування. У виробничих умовах слід урахувати, що на організм впливає не окремий фактор середовища, а їх сукупність.

Навколишнє середовище у виробничих умовах виступає як активний фактор (агресивне середовище, мікроклімат), що впливає на надійність роботи технологічного встаткування (безвідмовність, довговічність) і збережуваність тварин (нешкідливість, електробезпечність і ін.). Поряд із цим виробнича діяльність людини впливає на навколишнє середовище, змінюючи її властивості, – забруднення повітряного простору, водойм, ґрунту й ін. У цей час вплив виробничої діяльності людини на навколишнє середовище стало порівняним із глобальними масштабами ряду природних процесів.

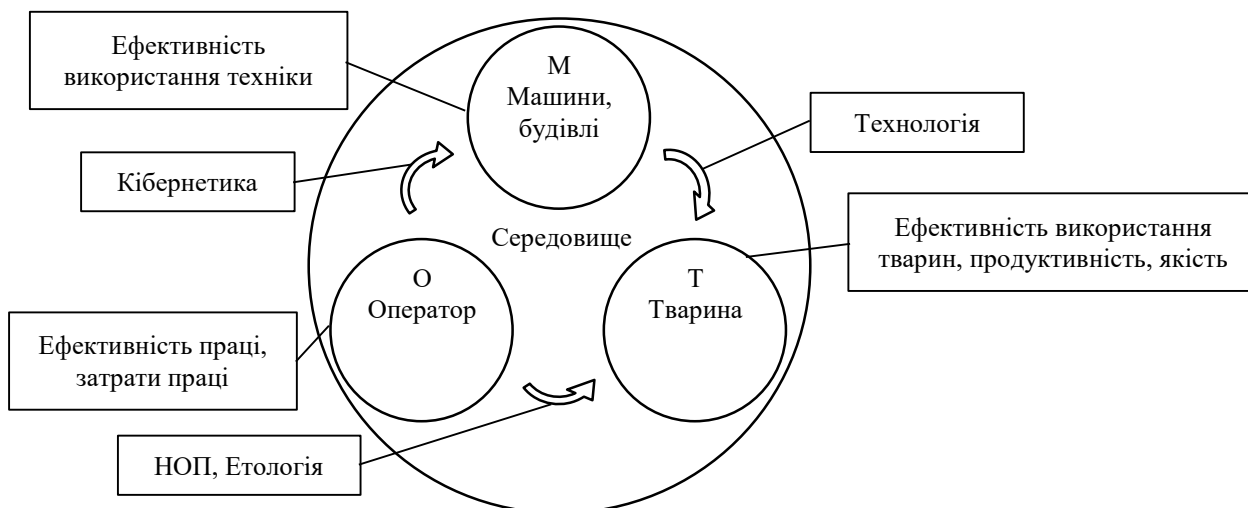


Рис. 2. Структурна схема системи О-М-Т/С.

Оцінка досконалості функціонуючої системи виражається через показники ефективності, методи визначення яких розробляє, головним чином, економіка.

Ефективність функціонування – головна вимога, яка ставиться до системи. Ефективність використання техніки (надійність, працездатність, завантаження обладнання); ефективність праці операторів (продуктивність, питомі витрати праці, поголів'я, що обслуговується одним оператором); ефективність використання тварин (продуктивність, генетичний потенціал тварин, якість продуктів) – це основні критерії, за допомогою яких можна оцінити досконалість експлуатації технологічного обладнання у тваринництві.

Найбільш узагальнюючі показники – це економічні (питомі, прямі й наведені витрати, рівень рентабельності, строк окупності капітальних вкладень) і комплексні оцінки, що враховують якість одержуваної продукції.

Якість являє собою сукупність властивостей системи, що відображують його здатність задовольняти певні запити споживача.

Показники надійності становлять одну із груп у загальній системі показників якості. Тому найбільш повна оцінка ефективності виробничого процесу може бути отримана за допомогою комплексного критерію, що враховує економіку і якість продукції. За допомогою комплексних оцінок здійснюється системний підхід до проблеми якості.

Виробничий процес як система імовірного характеру при своєму функціонуванні може відхилятися в ту або іншу сторону.

Тому завжди потрібно вживати відповідних заходів, щоб такі відхилення системи не вийшли за припустимі межі.

Із цією метою на систему накладають обмеження, установлювані нормативно-технічної, технологічної або правовою документацією: нормативами по праці, нормами технологічного проектування, інструкціями з охорони праці, зоотехнічними вимогами, правилами проведення технічного обслуговування машин, законами про охорону навколишнього середовища й інші.

Якщо в процесі функціонування системи виникають відхилення, що виходять за допуски нормативно-технічної документації, то вони повинні розглядатися як порушення, які можуть привести систему до відмови або пошкодження її елементів.

ДСТУ 2860-94 визначає *відмову* як подію, що полягає в порушенні працездатності системи. *Пошкодженням* називається подія, що полягає в порушенні справності системи або її складових частин. Пошкодження вважається істотним, якщо воно послужило причиною порушення працездатності системи, тобто привело її до відмови. У цей час питання надійності досить повно розроблені тільки стосовно до технічних систем, і існуюча нормативно-технічна документація не поширюється на біологічні ланки системи. Тим часом у зв'язку з переходом тваринництва на промислову основу відчувається

гостра потреба в розробці питань надійності біотехнічних систем.

Розробляючи технологічні, зооінженерні, технічні, організаційні, економічні й інші заходи, спрямовані на підвищення ефективності засобів і методів експлуатації техніки у тваринництві, необхідно в першу чергу враховувати створення найбільш сприятливих умов для функціонування біологічних ланок і особливо тварин.

Велике значення мають оптимізація режимів роботи обладнання й правильний вибір режимів утримання тварин. Розпорядок дня на фермі й погоджений з ним добовий графік роботи обладнання, організація праці операторів і обслуговуючого персоналу, санітарно-ветеринарне обслуговування тварин і створення для них комфортних умов проживання повинні бути побудовані так, щоб з найбільшою повнотою використовувати генетичний потенціал тварин. У зв'язку із цим поряд з поліпшенням якості породи тварин шляхом проведення селекційної роботи вчені все більшу увагу приділяють вивченню можливості використання в практичних цілях основних положень нової науки – етології. Етологія – це наука по поведінку тварин, тобто про реакції окремих особин і цілих груп тварин на дії подразників зовнішнього середовища. Учені встановили, що, використовуючи етологічні знання, можна від деяких тварин одержувати до 20% додаткової продукції (приросту ваги) без яких-небудь інших витрат.

При експлуатації машинної техніки необхідно уникати виникнення у тварин (птиці) стресових ситуацій. Негативний вплив технічних засобів на тварин повинний бути мінімальним, тому що будь-який стрес в остаточному підсумку приводить до зниження їх продуктивності. Найбільш сильна негативна дія стресів проявляється при порушенні технології машинного доїння корів, стрижки овець, обслуговуванні птиці в клітках і ін.

Таким чином, загальна ефективність виробництва залежить не тільки від правильної експлуатації машин, але й від раціонального використання тварин, як головних елементів системи О-М-Т.

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 І. І., Ревенко Ю. І.* Перспективи і проблеми переробки кормів молотковими подрібнювачами. Ніжин. Видавець ПП Лисенко Н.М., 2017. 316 с.
4. *Чміль 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, 1992. 344 с.

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.* (1992). Biotechnical systems in animal husbandry. Kiev. Vintage, 344.

ОБОСНОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ БИОТЕХНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ЖИВОТНОВОДЧЕСКОЙ ПРОДУКЦИИ

В. С. Хмелевский, В. И. Ребенко

Аннотация. В работе обосновано структуру и элементы биотехнической системы «человек-машина-животное-среда» при производстве животноводческой продукции, а также приведено перечень требований и условий для обеспечения эффективного производства.

Ключові слова: біоніка, система, елемент.

SUBMISSION OF ELEMENTS OF BIOTECHNICAL SYSTEM IN ANIMAL PRODUCTION

Khmelevsky V. S., Rebenko V. I.

Abstract. In the work, the structure and elements of the bio-engineering system "man-machine-animal-environment" are substantiated in the production of livestock products, as well as a list of requirements and conditions for ensuring efficient production.

Key words: bionics, system, element.

УДК 631.3:636

ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ДВОБАРАБАННОГО НАВІСНОГО ПРИСТРОЮ ПРИЧІПНОГО РОЗКИДАЧА ДОБРИВ ПРТ-10

С. І. Павленко

Кореспонденція автора: si.pavlenko17@gmail.com.

Історія статті: отримано – вересень 2018, акцептовано – листопад 2018.

Бібл. 7, рис. 5, табл. 2.

Анотація. Розроблена конструкція двобарабанного навісного пристрою для причіпного розкидача органічних добрив ПРТ-10, що суттєво розширює його технологічні можливості при механізації компостування. Експериментальна конструкція установлена на розкидач органічних добрив і складається з нижнього і верхнього літерів фрезерно-барабанного типу. Верхній бітер зміщується відносно вісі нижнього на ± 400 мм. Вибрано діапазон значення факторів дослідження: частота обертання верхнього і нижнього бітерів: 170–490 хв⁻¹, а також лінійні швидкості транспортеру – 0,05...0,25 м/с.

Моделювання проведено за планом Бокса-Бенкіна із загальною кількістю дослідів – 27. Основні критерії роботи: однорідність за вологістю, пропускна спроможність, споживана енергетична потужність. З використанням програмного пакету Mathematica проведено апроксимацію отриманих даних, в результаті якої отримано рівняння залежності потужності і однорідності суміші від факторів дослідження.

В результаті експериментальних досліджень причіпного розкидача добрив ПРТ-10 із двобарабанним навісним пристроєм встановлені залежності середнього значення витрачаємої потужності P і однорідності гноє-компостної суміші δ_w від частот обертання нижнього та верхнього робочих органів n_1 , n_2 , швидкості переміщення гноє-компостної суміші (швидкість транспортеру ПРТ-10) V і розташування верхнього робочого органу відносно нижнього L . Визначені раціональні конструктивно-технологічні параметри розробленого навісного пристрою в результаті вирішення компромісної задачі, а саме забезпечення найбільшої однорідності гноє-компостної суміші із низькими енергетичними втратами: $n_1 = 320$ об/хв, $n_2 = 170$ об/хв, $V = 0,05$ м/с, $L = -0,4$ м. При цьому однорідність гноє-компостної суміші складала $\delta = 0,88$, а споживана потужність $P = 3,34$ кВт.

Ключові слова: компост, експеримент, розкидач органічних добрив, навісний пристрій двобарабанний, однорідність суміші, енерговитрати.

Постановка проблеми

Пошукові дослідження роботи серійного розкидача органічних добрив ПРТ-10 в процесах механізованого компостування в буртах визначили суттєві недоліки в виконанні технологічних задач, які необ-

хідні, а саме, ефективне подрібнення і змішування сировини для стійких біотермічних процесів, формування буртів за потрібною висотою і шириною. Системний аналіз операцій механізованого процесу компостування показав доцільність використання технічного засобу як транспортного засобу для переміщення сировини до майданчику переробки, накопичення компонентів технологічної суміші, проведення вивантаження сировини з формування буртів з заданими параметрами [1,2]. Використовуючи конструкцію розкидача як базову, розроблений навісний двобарабанний пристрій, що підвищує технологічні можливості в процесах механізованого компостування. Доцільність технічних рішень по виконанню технологічного процесу, одержанню якісних характеристик сировини, визначення раціональних конструктивно-кінематичних параметрів обґрунтовувалась по результатах експериментальної перевірки.

Аналіз попередніх досліджень

За останні два десятиліття вдосконаленню конструкції розкидачів органічних добрив для розширення їх технологічних можливостей в Україні присвячені роботи Голуба Г. А., Павленко С. І., Кудрі В. О. [2, 3, 4]. Приготування компостів для виробництва їстівних грибів відбувається з використанням серійного розкидача органічних добрив, що в механізації процесів виконує проміжне значення при формуванні технологічної суміші [3]. В роботі Кудрі В. О. розглядається навісна конструкція, що встановлюється на розкидач і забезпечує формування бурту або внесення готового продукту за допомогою роторно-лопатевого робочого органу [4].

Широке використання розкидачів органічних добрив в підготовці сумішей для компостування приділяють увагу в роботах російських вчених Бондаренко А. М., Петренко І. М. [5, 6].

Важливість вдосконалення конструкції і практичне значення розглядалось в роботі Спевака Н. В. [7].

Розроблена і обґрунтована ним конструкція призначена для використання в технології підготовки сировини – ефективному подрібненню твердих органічних добрив.

Огляд попередніх досліджень показує актуальність вибраного напрямку дослідження для технологічних і технічних рішень в механізації компостування.

Мета роботи

Проведення експериментального обґрунтування раціональних параметрів розробленого навісного пристрою з розробкою математичних моделей параметрів оптимізації.

Результати досліджень

Програма досліджень передбачала:

1. Розробку методики досліджень.
2. Розробку експериментальної установки.
3. Обґрунтування і вибір факторів та критеріїв оптимізації.
4. Проведення експериментів.
5. Обробіток результатів на основі одержаних математичних моделей.

6. Висновки по результатам досліджень.

Для реалізації експериментальних досліджень процесу механічної аерації і змішування гноє-компостної суміші було створено експериментальну установку на базі причіпного розкидача добрив ПРТ-10 із двобарабан Розроблений навісний пристрій для подрібнення твердих органічних добрив (рис. 1) складається з двох барабанних робочих органів із радіально розташованими лопатями по гвинтовій лінії. Нижній барабанний робочий орган закріплено по середині навісного пристрою без можливості переміщення по горизонталі. Верхній барабанний робочий орган встановлено із можливістю переміщення по горизонталі на відстань $\pm 0,4$ м відносно нижнього барабанного робочого органу. Також є можливість демонтувати верхній барабанний робочий орган. Верхня захисна частина (арка) пристрою для подрібнення твердих органічних добрив створена з можливістю опускання у разі відсутності верхнього барабанного робочого органу. В дію барабанні робочі органи приводяться ланцюговими передачами з використанням асинхронного електродвигуна, який встановлено на верхній захисній частині (арці) пристрою для подрібнення твердих органічних добрив.

Виходячи з теоретичних досліджень та аналізу літературних джерел незмінні конструктивно-технологічні параметри розробленого навісного пристрою для подрібнення твердих органічних добрив наведені в табл. 1.

За фактори експериментальних досліджень були прийняті наступні конструктивно-технологічні параметри (рис. 2): частота обертання нижнього робочого органу n_1 , частота обертання верхнього барабану n_2 , лінійна швидкість переміщення гноє-компостної суміші (швидкість транспортеру ПРТ-10) V , розташування верхнього робочого органу відносно нижнього L (межі варіювання представлені в таблиці 2).

Частоти обертання нижнього і верхнього робочих органів встановлювалися шляхом зміни зірочок і цепків на приводних механізмах. Лінійна швидкість переміщення гноє-компостної суміші встановлювалася шляхом зміни зірочок на приводному механізмі транспортеру ПРТ-10. Зміна розташування верхнього робочого органу здійснювалося шляхом його перемі-

щення в горизонтальній площині за допомогою гвинтового механізму.

Чисельне моделювання було проведено за планом Бокса–Бенкіна із загальною кількістю дослідів – 27.



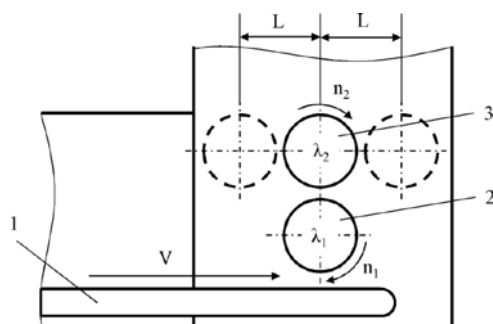
Рис. 1. Загальний вигляд експериментальної установки на базі причіпного розкидача добрив ПРТ-10 із двобарабанним навісним пристроєм для подрібнення твердих органічних добрив.

Таблиця 1. Конструктивно-технологічні параметри розробленого навісного пристрою для подрібнення твердих органічних добрив.

Величина	Позначення	Значення
Ширина захвату робочих органів, м	l	2
Зовнішній радіус нижнього робочого органу, м	R_1	0,175
Радіус валу нижнього робочого органу, м	r_1	0,090
Товщина лопатей нижнього робочого органу, м	δ_1	0,004
Крок гвинтової лінії нижнього робочого органу, м	ζ_1	0,350
Висота розташування нижнього робочого органу над транспортером, м	χ_1	0,225
Зовнішній радіус верхнього робочого органу, м	R_2	0,175
Радіус валу верхнього робочого органу, м	R_2	0,090
Товщина лопатей верхнього робочого органу, м	δ_2	0,004
Крок гвинтової лінії верхнього робочого органу, м	ζ_2	0,250
Висота розташування верхнього робочого органу над транспортером, м	χ_2	0,625

Таблиця 2. Рівні варіацій факторами експериментальних досліджень процесу механічної аерації і змішування гноє-компостної суміші двобарабанним навісним пристроєм на базі ПРТ-10.

Фактори	Частота обертання нижнього робочого органу n_1 , об/хв	Частота обертання верхнього робочого органу n_2 , об/хв	Лінійна швидкість переміщення гноє-компостної суміші (швидкість транспортеру ПРТ-10) V , м/с	Розташування верхнього робочого органу відносно нижнього L , м
Нижній рівень (–)	170	170	0,05	–0,4
Основний рівень (0)	330	330	0,15	0
Верхній рівень (+)	490	490	0,25	0,4
Інтервал варіацій факторів	160	160	0,1	0,4

**Рис. 2.** Схема експериментальної установки на базі причіпного розкидача добрив ПРТ-10 із двобарабанним навісним пристроєм для подрібнення твердих органічних добрив: 1 – транспортер, 2 – нижній робочий орган, 3 – верхній робочий орган.

В якості сировини для експериментальних досліджень було взято свіжий (вивантажений з приміщень) підстилковий послід на основі лушпиння соняшнику, середня об'ємна маса якої складала $\rho = 480 \text{ кг/м}^3$, а середня вологість $W = 32,2 \%$. При цьому розрахована однорідність розподілу компонентів гноє-компостної суміші попередньо сформованого бурта по методу роздільної ознаки – вологості. Однорідність за вологістю визначається за коефіцієнтом варіації:

$$\delta_{wi} = 1 - v_{wi} = 1 - \frac{\sigma_{wi}}{W_i},$$

де v_{wi} – коефіцієнт варіації вологості гноє-компостної суміші у досліді;

σ_{wi} – середньоквадратичне відхилення вологості в серії порцій гноє-компостної суміші у досліді;

w_i – середньоарифметичне значення вологості в серії порцій гноє-компостної суміші у досліді.

Для вихідної сировини однорідність за вологістю складала 0,33–0,47.

Для визначення однорідності гноє-компостної суміші за вологістю було прийнята п'яти разова повторність.

Технологічними критеріями оцінки сформованості бурта є його висота H , яка повинна складати 1,5 м. Це значення досягається шляхом періодичного переміщення агрегату МТЗ-80+ПРТ-10.

Кількісними критеріями оцінки роботи є пропускна спроможність Q , яка визначається як

$$Q = V \cdot \rho \cdot l \cdot h,$$

де V – лінійна швидкість переміщення гноє-компостної суміші (швидкість транспортеру ПРТ-10), м/с;

ρ – середня об'ємна маса гноє-компостної суміші, кг/м^3 ;

h – висота шару гноє-компостної суміші, м;

l – ширина захвату робочих органів, м.

Енергетичним критерієм оцінки роботи гноєкомпостувальної машини є середнє значення споживаної потужності P . Динаміка зміни споживаної потужності P визначалася частотним перетворювачем VLT Micro Drive.

Результати експериментальних досліджень процесу механічної аерації і змішування гноє-компостної суміші на експериментальній установці на базі причі-

пного розкидача добрив ПРТ-10 із двобарабанним навісним пристроєм для подрібнення твердих органічних добрив ілюструють рис. 3.



Рис. 3. Процес механічної аерації і змішування гноє-компостної суміші на експериментальній установці на базі причіпного розкидача добрив ПРТ-10 із двобарабанним навісним пристроєм.

З використанням програмного пакету Mathematica проведено апроксимацію отриманих даних, в результаті якої встановлено рівняння залежності середнього значення потужності від факторів досліджень у вигляді:

$$P = 3,88672 + 0,764405 L + 0,922574 L^2 - 0,00828371 n_1 + 0,000198171 L n_1 + 0,0000146636 n_1^2 - 0,0021879 n_2 - 3,0726 \cdot 10^{-7} n_1 n_2 + 6,46516 \cdot 10^{-6} n_2^2 - 1,4447 V - 0,641768 L V + 0,000320122 n_1 V - 0,000301067 n_2 V + 15,313 V^2.$$

З використанням програмного пакету Mathematica визначено раціональні значення факторів досліджень з умови забезпечення мінімального середнього значення потужності:

$$P (n_1 = 286 \text{ об/хв}, n_2 = 177 \text{ об/хв}, V = 0,05 \text{ м/с}, L = -0,4 \text{ м}) = 2,32 \text{ кВт} \quad (4)$$

Приймаючи отримані раціональні значення факторів досліджень (4) побудовані двовірні поверхні (рис. 4).

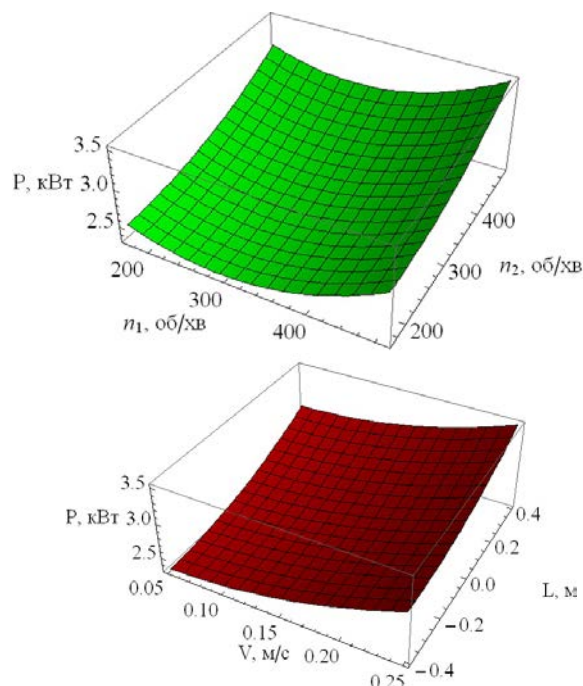


Рис. 4. Залежність середнього значення потужності, що витрачається на процес механічної аерації і змішування гноє-компостної суміші від факторів досліджень.

Як видно з рис. 4 із підвищенням лінійної швидкості переміщення гноє-компостної суміші (швидкість транспортеру ПРТ-10) V і у разі віддалення верхнього робочого органу від транспортеру L споживана потужність P збільшується. Для частот обертання нижнього і верхнього робочих органів $n_1 = 286$ об/хв і $n_2 = 177$ об/хв відповідно спостерігається мінімум потужності. З використанням програмного пакету Mathematica проведено апроксимацію отриманих даних, в результаті якої встановлено рівняння залежності однорідності гноє-компостної суміші за вологістю від факторів досліджень у вигляді:

$$\delta = 0,542498 - 0,330861 L + 0,0013886 n_1 - 1,69596 \cdot 10^{-6} n_1^2 - 0,000102664 n_2 + 0,000398441 L n_2 - 1,04511 V + 0,3625 L V + 0,00153125 n_1 V + 0,0025 n_2 V - 2,7604 V^2.$$

З використанням програмного пакету Mathematica визначено раціональні значення факторів досліджень з умови забезпечення максимальної однорідності гноє-компостної суміші за вологістю:

$$\delta (n_1 = 432 \text{ об/хв}, n_2 = 170 \text{ об/хв}, V = 0,05 \text{ м/с}, L = -0,4 \text{ м}) = 0,90$$

Приймаючи отримані раціональні значення факторів досліджень (6) побудовані двовірні поверхні (рис. 5).

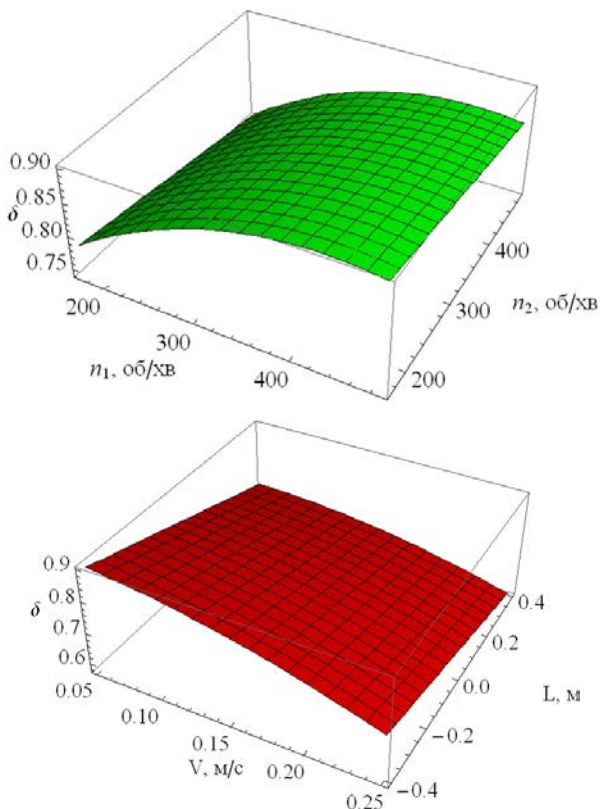


Рис. 5. Залежність однорідності гноє-компостної суміші в результаті її механічної аерації і змішування від факторів досліджень.

Як видно з рис. 5 із підвищенням лінійної швидкості переміщення гноє-компостної суміші (швидкість транспортеру ПРТ-10) V і у разі віддалення верхнього робочого органу від транспортеру L однорідність гноє-компостної суміші δ зменшується. Для частоти обертання нижнього робочого органу $n_1 = 432$ об/хв спостерігається максимум однорідності гноє-компостної суміші δ . Побудовані поверхні вказують на той факт, що частота обертання верхнього робочого органу n_2 не впливає на однорідність.

Для визначення раціональних конструктивно-технологічних параметрів розробленого навісного пристрою для подрібнення твердих органічних добрив необхідно вирішити компромісну задачу, а саме забезпечення найбільшої однорідності гноє-компостної суміші із низькими енергетичними втратами:

$$\begin{cases} \delta \rightarrow \max, \\ P \rightarrow \min. \end{cases}$$

В результаті спільного рішення рівнянь (3), (5) і (7) з використанням програмного пакету Mathematica визначено раціональні значення конструктивно-технологічних параметрів розробленого навісного пристрою для подрібнення твердих органічних добрив: $n_1 = 320$ об/хв, $n_2 = 170$ об/хв, $V = 0,05$ м/с, $L = -0,4$ м. При цьому однорідність гноє-компостної суміші складала $\delta = 0,88$, а споживана потужність $P = 3,34$ кВт.

Список літератури

1. Павленко С. І. Обґрунтування технологічної схеми процесу компостування органічних відходів на відкритих майданчиках. Вісник національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2015. Вип 157. С. 197–201.
2. Павленко С. І. Обґрунтування механізованих комплексів для прискореного компостування на базі розкидачів органічних добрив. Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. Мелітополь. 2016. Вип. 16. Т. 2. С. 196–210. <http://nauka/tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/e-sndex.html>.
3. Голуб Г. А. Агропромислове виробництво їстівних грибів. Механіко-технологічні основи: монографія. Київ. Аграрна наука. 2007. 332 с.
4. Кудря В. О. Обґрунтування параметрів робочого органу роторно-лопатевого типу навісного модуля до розкидувача органічних добрив: автореф. дис... канд. техн. наук. 05.05.11. Глеваха. 2015. 18 с.
5. Бондаренко А. М. Технические средства для подготовки и использования органических удобрений. Вестник РАСХН. 1999. № 2. С. 77–79.
6. Спевак Н. В. Совершенствование технологии производства компостов с разработкой и обоснованием параметров устройства для измельчения твердых органических удобрений: автореф. дис... канд. техн. наук. Саратов, 2005. 20 с.
7. Петренко И. М. Процессы компостирования отходов животноводства: монография. Краснодар. КГАУ. 2002. 328 с.

References

1. Pavlenko, S. I. (2015). Justification of the technological scheme of composting organic waste in open areas. Bulletin of national technical University of agriculture named Peter Vasilenko. Kharkov. Vol. 157. 197–201.
2. Pavlenko, S. I. (2016). Rationale of the mechanized systems for accelerated composting on the basis of the spreaders of organic fertilizers. Labor Taurian state agrotechnological University. Melitopol. Vol. 16. No 2. 196–210. <http://nauka/tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/e-sndex.html>.
3. Golub, G. A. (2007). Agro-industrial production of Edible mushrooms. Mechanical-technological bases: monograph. Kiev. Agricultural science. 332.
4. Kudrya, V. A. (2015). Substantiation of parameters of working body of the rotary vane-type coupler module to the spreader of organic fertilizers: author. dis... kand. tech. sciences. 05.05.11. Glevaha. 18.
5. Bondarenko, A. M. (1999). Technical means for the preparation and use of organic fertilizers. Bulletin of the RAAS. No 2. 77–79.
6. Spevak, N. V. (2005). Improvement of technology of production of compost with the development and substantiation of parameters of the device for grinding solid organic fertilizers: author. dis... kand. tech. sciences. Saratov, 20.
7. Petrenko, S. M. (2002). Process of composting animal waste. Krasnodar. 328.

ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНО-
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДВОБАРА-
БАННОГО НАВЕСНОГО УСТРОЙСТВА ПРИЦЕП-
НОГО РАЗБРАСЫВАТЕЛЯ
УДОБРЕНИЙ ПРТ-10

С. И. Павленко

Аннотация. Разработанная конструкция двухбарабанных навесного устройства прицепного разбрасывателя органических удобрений ПРТ-10, существенно расширяет его технологические возможности при механизации компостирования. Экспериментальная конструкция установлена на разбрасыватель органических удобрений и состоит из нижнего и верхнего битеров фрезерно-барабанного типа. Верхний битей смещен относительно оси нижнего на ± 400 мм. Выбран диапазон значения факторов исследования: частота вращения верхнего и нижнего битеров: 170-490 мин⁻¹, а также линейные скорости транспортера 0,05...0,25 м/с.

Моделирование проведено по плану Бокса-Бенкина с общим количеством опытов – 27. Основные критерии работы: однородность по влажности, пропускная способность, потребляемая энергетическая мощность. С использованием программного пакета Mathematika проведена аппроксимация полученных данных, в результате которой получено уравнение зависимости мощности и однородности смеси от факторов исследования.

В результате экспериментального исследования прицепного разбрасывателя органических удобрений ПРТ-10 с двухбарабанным навесным устройством установлены зависимости среднего значения потребляемой мощности P и однородности навозо-компостной смеси δ от частот вращения нижнего и верхнего рабочих органов n_1 , n_2 , скорости перемещения навозо-компостной смеси (скорость транспортера ПРТ-10) V и положение верхнего рабочего органа относительно нижнего L . Определены оптимальные конструктивно-технологические параметры разработанного устройства в результате решения компромиссной задачи – обеспечения наибольшей однородности навозо-компостной смеси с низкими энергетическими потерями: $n_1 = 320$ об/мин, $n_2 = 170$ об/мин, $V = 0,05$ м/с, $L = -0,4$ м. При этом однородность навозо-компостной смеси составляла $\delta = 0,88$, а потребляемая мощность $P = 3,34$ кВт.

Ключевые слова: компост, эксперимент, разбрасыватель органических удобрений, навесное устройство двухбарабанных, однородность смеси, энергозатраты.

SUBSTANTIATION OF CONSTRUCTIVE-
TECHNOLOGICAL PARAMETERS
DEBRABANDERE HINGED DEVICE TRAILED
FERTILIZER SPREADER PRT-10

Pavlenko S. I.

Abstract. The developed design of two-drum mounted implements of the trailed organic fertilizer spreader PRT-10 significantly enhances its technological capabilities in the mechanization of composting. The experimental design is installed on an organic fertilizer spreader and consists of a lower and upper milling drum

type. The upper beater is displaced from the lower axis by ± 400 mm. The range of the values of the research factors is chosen: the time-tota of rotation of the upper and lower biters: 170-490 min⁻¹, and the linear velocities of the transporter – 0.05...0.25 m/s.

The simulation was carried out according to the Box-Bencin plan with a total number of experiments of 27. The main criteria of work are: uniformity in humidity, throughput, energy consumption. Using Mathematica software package, the approximation of the data obtained, which resulted in an equation for the dependence of the power and homogeneity of the mixture on the study factors.

As a result of experimental studies of the hook-up Reiser, the PRT-10 fertilizer with two-drum attachment is based on the dependence of the mean value of the stitching power P and the uniformity of the pus-compost mixture δW on the rotational speeds of the lower and upper working bodies n_1 , n_2 , mixture (the speed of the conveyor or PRT-10) V and the spread of the upper working body relative to the lower L . The optimal design and technological parameters of the device developed as a result of the water of the compromise task, and to ensure the most homogeneous pus-compost mixture with low energy losses: $n_1 = 320$ rpm, $n_2 = 170$ rpm, $V = 0.05$ m/s, $L = -0.4$ m. The homogeneity of the pus-compost mixture was $\delta = 0.88$, and the power consumption $P = 3.34$ kW.

Key words: compost, experiment, organic fertilizer spreader, double-drum attachment, uniformity of mixture, energy consumption.

УДК 631.01:534.1

ВИЗНАЧЕННЯ РЕЗОНАНСНИХ ПАРАМЕТРІВ ІНЕРЦІЙНОГО ВІБРАТОРА

О. М. Черниш, М. Г. Березовий

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Кореспонденція авторів: mechanics_chair@nubip.edu.ua.

Історія статті: отримано – вересень 2018, акцептовано – листопад 2018.

Бібл. 11, рис. 1, табл. 0.

Анотація. Розглянуто диференціальні рівняння руху вібраційної машини разом із її інерційним дебалансовим приводом у вигляді двох обертальних ексцентриків. В умовах переходу через зону резонансу отримано загальний розв'язок рівнянь руху у першому наближенні. Знайдені вирази для максимальних резонансних амплітуд і відповідних значень фази і швидкості обертання дебалансів інерційного вібратора. Дан аналіз отриманих виразів у період розгону і вибігу вібраційного приводу машини.

Ключові слова: механічні коливання, вібраційна машина, інерційний привод, резонанс.

Аналіз останніх досліджень

Вібраційним коливанням і їх практичному застосуванню присвячені чисельні наукові дослідження [1-4, 6-8]. Особливої уваги заслуговують механічні системи, для яких характерно зворотний вплив руху коливальної частини на джерело збурення. У цих системах збурюючі сили істотно залежать не лише від стану коливальної системи, але і від стану вібраційного приводу, поведінка якого описується додатковим диференціальним рівнянням або системою рівнянь.

Традиційний підхід до завдання про взаємодію коливальної системи з джерелом збурення полягає в тому, що обертання ротора електродвигуна вважається рівномірним, а його кутова швидкість не залежить від руху системи. В такому випадку коливання можна описати лінійним диференціальним рівнянням. Проте, вже давно експериментально з'ясовано, що зарезонансна крива такої системи є нестійкою і часто не може бути реалізована [7]. З цієї причини в зазначеному випадку потрібно розглядати коливання системи спільно із вібраційним приводом, враховуючи зворотний вплив на нього самої системи.

Проблемі взаємодії різного роду коливальних систем із механічними дебалансовими вібраційними електроприводами різних типів також присвячені чисельні роботи [1, 8, 11]. При цьому взаємодія коливальної системи із джерелом збурення має важливе значення для дослідження перехідних режимів, зокрема, процесу проходження через резонанс у вібраційних машинах з інерційним збуренням. Аналітичні розв'язки проводяться, як правило, методом малого параметру або асимптотичними методами і дозволяють математично описати вібраційні ефекти та інші характерні явища.

Мета досліджень

Метою досліджень є теоретичне визначення максимальних резонансних амплітуд і відповідних значень фази і швидкості обертання дебалансів інерційного вібратора, а також аналіз отриманих виразів у моменти розгону і вибігу вібраційного приводу машини.

Постановка проблеми

Вібраційні технології набувають широкого впливу на інтенсифікацію технологічних процесів як у світовому, так й у вітчизняному виробництві. Застосування вібраційних методів у виробництві продукції агропромислового комплексу завдяки їх характеру та особливостям позитивно впливає на продуктивність і якість при сепарації, транспортуванні, розсіюванні тощо. Відомі та досить розповсюджені ґрунтообробні, клубнезбиральні та коренезбиральні машини, що використовують вібраційні робочі органи [2, 9], а також інше обладнання та устаткування, розробка та обґрунтування режимів роботи якого потребує розрахунків коливань та вібрацій [3, 4, 10].

Проте, процес створення вібраційних машин для підприємств аграрної галузі та переробної промисловості має певні труднощі. Це пов'язано із складністю фізичних процесів, які виникають при взаємодії вібраційних робочих органів машини з оброблюваним середовищем або сировиною, хоча самі вібраційні машини за своєю конструкцією можуть бути доволі простими. Адже для того, щоб правильно проектувати, створювати та експлуатувати вібраційну техніку, необхідно чітко уявляти фізичну природу дії вібрації на матеріал, а також динамічні основи забезпечення раціональних конструкційних та кінематичних параметрів вібраційних машин.

Тому теоретичне обґрунтування основ і принципів дії вібраційних машин, підвищення їх технологічної і енергетичної ефективності є вкрай важливим завданням.

Результати досліджень

Розглянемо вібраційну механічну систему масою m із одним ступенем вільності, яка знаходиться на пружній основі сумісно із інерційним дебалансовим приводом, який складений з двох симетричних обертальних ексцентрикових полумас $\frac{m_0}{2}$ (рис. 1):

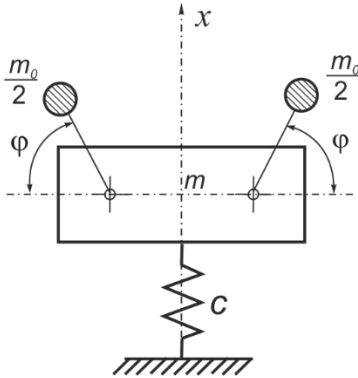


Рис. 1. Модель вібратора з інерційними дебалансами.

Рух цієї системи разом із дебалансовим приводом описується системою диференціальних рівнянь виду

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} + \omega^2 x &= \varepsilon f_1(x, \dot{x}, \ddot{x}, \varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}), \\ \ddot{\varphi} &= \varepsilon f_2(x, \dot{x}, \ddot{x}, \varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}). \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де x – лінійне переміщення системи; φ – кутове переміщення дебалансів; ε – малий параметр нелінійності системи; ω – частота власних коливань системи.

Згідно із асимптотичним методом, розв'язок системи рівнянь (1) біля резонансної частоти, можна знайти у формі

$$\left. \begin{aligned} x &= A \sin \psi + \varepsilon u_1(A, \theta, v, \varphi) + \dots, \\ \psi &= \frac{p}{q} \varphi + \theta, \\ \frac{d\varphi}{dt} &= v + \varepsilon v_1(A, \theta, v, \varphi) + \dots \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

де A , θ , v – відповідно амплітуда, фаза і частота коливань; θ – фаза; v – частота (середнє за цикл значення кутової швидкості дебалансів); p , q – цілі взаємно прості числа, які підбираються в залежності від розглядаемого резонансу.

Параметри A , θ , v як функції від часу, визначаються рівняннями

$$\left. \begin{aligned} \frac{dA}{dt} &= \varepsilon a_1(A, \theta, v) + \varepsilon^2 \dots, \\ \frac{d\theta}{dt} &= \omega - \frac{p}{q} v + \varepsilon b_1(A, \theta, v) + \varepsilon^2, \\ \frac{dv}{dt} &= \varepsilon c_1(A, \theta, v) + \varepsilon^2. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

За параметр A приймемо повну амплітуду основної гармоніки коливань, а за параметр v – середнє за цикл значення кутової швидкості дебалансів. Це рівнозначно відсутності у складі функції U_i першої гармоніки аргументу ψ , а у складі функції U_i сталої складової, вільної від φ і ψ .

Переименовавши в системі (1) змінні згідно до системи (2), із врахуванням (3) і вимог, що накладені на функції U_i і V_i після перетворень можна шукати функції амплітуди, фази коливань і кутової швидкості біля резонансу у наступному загальному вигляді:

$$\left. \begin{aligned} a_1 &= \frac{1}{2\pi\omega} \int_0^{2\pi} f_1(x_0, \dot{x}_0, \ddot{x}_0, \varphi, v, 0) \cos \psi d\left(\frac{\varphi}{q}\right), \\ b_1 &= -\frac{1}{2\pi\omega a} \int_0^{2\pi} f_1(x_0, \dot{x}_0, \ddot{x}_0, \varphi, v, 0) \sin \psi d\left(\frac{\varphi}{q}\right), \\ c_1 &= \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} f_2(x_0, \dot{x}_0, \ddot{x}_0, \varphi, v, 0) d\left(\frac{\varphi}{q}\right), \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

де

$$\left. \begin{aligned} x_0 &= A \sin \psi, \\ \dot{x}_0 &= A \omega \cos \psi, \\ \ddot{x}_0 &= -A \omega^2 \sin \psi. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Чисельне інтегрування рівнянь (3) при заданих параметрах системи і початкових умовах дозволяє отримати картину проходження системи через резонанс. Труднощі викликають підбір початкових параметрів. Але в багатьох випадках достатньо мати тільки максимальні значення амплітуди і частоти, при яких спостерігаються ці максимуми.

В цьому разі для знаходження максимумів амплітуди і відповідних значень фази і кутової швидкості можна скористатись умовами:

$$\frac{dA}{dt} = 0, \quad \frac{d^2\theta}{dt^2} = 0, \quad \frac{d^2v}{dt^2} = 0, \quad \frac{d^2A}{dt^2} < 0 \quad (6)$$

Застосувавши ці умови до системи (3), можна отримати наступну систему рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} a_1(A, \theta, v) &= 0, \\ \left(-\frac{p}{q} + \varepsilon \frac{\partial b_1}{\partial v}\right) \cdot \frac{dv}{dt} + \varepsilon \frac{\partial b_1}{\partial \theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} &= 0, \\ \frac{\partial c_1}{\partial v} \cdot \frac{dv}{dt} + \frac{\partial c_1}{\partial \theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} &= 0, \\ \frac{\partial a_1}{\partial \theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} + \frac{\partial a_1}{\partial v} \cdot \frac{dv}{dt} &< 0. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Рівняння (7) сумісно з (3) є системою кінцевих рівнянь, із яких можна отримати максимуми амплітуд і відповідні їм значення фази і частоти.

Згідно з наведеними вище міркуваннями визначимо резонансні значення вібраційного приводу із інерційним збудовувачем, рух якого описаний наступною системою диференціальних рівнянь [7]:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} + \omega^2 x &= \varepsilon \left[Q(\dot{\varphi}^2 \sin \varphi - \ddot{\varphi} \cos \varphi) - h \dot{x} \right], \\ \ddot{\varphi} &= \varepsilon \left[M_1(\dot{\varphi}) - Q_1(g + \ddot{x}) \cos \varphi - L(\ddot{x}, \varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}) \right]. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

В цій системі

$$\omega^2 = \frac{c}{m}; \quad \varepsilon \cdot Q = \frac{rm_0}{m}; \quad \varepsilon \cdot h = \frac{\alpha}{m}; \quad \varepsilon \cdot M_1(\varphi) = \frac{M(\dot{\varphi})}{J};$$

$$\varepsilon \cdot Q_1 = \frac{rm_0}{J};$$

$$\varepsilon L(\ddot{x}, \varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}) = \frac{\mu rm_0}{J} \left\{ g^2 + \ddot{x}^2 + 2g\ddot{x} + r^2(\dot{\varphi}^4 + \ddot{\varphi}^2) + \right. \\ \left. + 2r(g + \ddot{x})(\ddot{\varphi} \cos \varphi - \dot{\varphi}^2 \sin \varphi) \right\}^{\frac{1}{2}},$$

де m – маса коливальної системи; J – момент інерції обертальних дебалансів; α – коефіцієнт в'язкості; μ – зведений коефіцієнт тертя у підшипниках вібратора; $M(\dot{\varphi})$ – обертальний момент двигуна; $\varepsilon L(\ddot{x}, \varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi})$ – момент тертя у підшипниках, який прийнятий пропорціональним тиску в кінематичних парах.

Розглядаючи момент переходу через основний резонанс ($p = q = 1$) і маючи на увазі, що для цих вібротомашин $\frac{g}{rv^2} \ll 1$, $\frac{A}{r} \ll 1$, прийнемо:

$$\varepsilon L(-A\omega^2 \sin \psi, \varphi, v, 0) \approx \frac{\mu rm_0}{J} (rv^2 + A\omega^2 \sin \psi \sin \varphi) \quad (9)$$

Користуючись викладеною методикою, отримаємо рівняння першого наближення

$$\left. \begin{aligned} \frac{dA}{dt} &= -\frac{\alpha A}{m} - \frac{rm_0 v^2 \sin \theta}{m(\omega + v)}, \\ \frac{d\theta}{dt} &= \omega - v - \frac{rm_0 v^2 \cos \theta}{mA(\omega + v)}, \\ \frac{dv}{dt} &= \frac{1}{J} \left[M(v) - Mr^2 m_0 v^2 + \frac{1}{2} rm_0 A \omega^2 \sin \theta \right]. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Визначимо максимальні амплітуди і відповідні значень фази і швидкості обертання дебалансів, використовуючи умови (7):

$$\frac{1}{J} \left[M'(v) - 2\mu m_0 r^2 v \right] \left[M(v) - \mu m_0 r^2 v^2 + \frac{1}{2} rm_0 A \omega^2 \sin \theta \right] + \\ + \frac{1}{2} rm_0 A \omega^2 \cos \theta \left[\omega - v - \frac{rm_0 v^2 \cos \theta}{mA(\omega + v)} \right] = 0. \quad (11)$$

Тоді за методом послідовних наближень можна записати.

Із другого рівняння системи (14) зрозуміло, що у період запуску частота V , яка відповідає максимуму амплітуди, більше частоти власних коливань ω і відрізнятиметься від неї тим більше, чим більшим буде запас потужності двигуна

$$M(v) - \mu r^2 m_0 v^2 - \frac{\alpha A^2 \omega^2 (\omega + v)}{4v^2}.$$

$$\left. \begin{aligned} A &= -\frac{2rm_0 v^2 \sin \theta}{\alpha(\omega + v)}, \\ v &= \sqrt{\frac{\omega^2 + \frac{2m(\omega + v)}{J\alpha} \left(1 + \frac{rm_0 v(2\omega + v)}{mA(\omega + v)^2} \cos \theta \right)}{1 + \frac{rm_0 \cos \theta}{ma}}} \times \\ &\times \sqrt{M(v) - \mu m_0 v^2 - \frac{\alpha A^2 \omega^2 (\omega + v)}{4v^2}} \\ \cos \theta &= \frac{rm_0 v^2}{mA(\omega^2 + v^2)} \left[1 - \left(\frac{\alpha A(\omega + v)}{2rm_0 v^2} \right)^2 \right] - \\ &- \frac{2 \left[M'(v) - 2\mu m_0 r^2 v \right]}{Jrm_0 A \omega^2 (\omega - v)} \left[M(v) - \mu r^2 m_0 v^2 - \frac{\alpha A^2 \omega^2 (\omega + v)}{4v^2} \right]. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

Із другого рівняння системи (14) зрозуміло, що у період запуску частота V , яка відповідає максимуму амплітуди, більше частоти власних коливань ω і відрізнятиметься від неї тим більше, чим більшим буде запас потужності двигуна:

$$M(v) - \mu r^2 m_0 v^2 - \frac{\alpha A^2 \omega^2 (\omega + v)}{4v^2}.$$

У період вибігу $M(v) \equiv 0$ і максимальні амплітуди спостерігаються при $v < \omega$.

Із третього рівняння системи (14) видно, що при зупинці $\cos \theta > 0$, а при запуску $\cos \theta < 0$.

Так як збурення буде пропорційно квадрату частоти V і максимум амплітуди при запуску відбувається при $V > \omega$, тут не відбувається суттєвого зниження максимуму амплітуди в перехідному процесі у порівнянні із резонансною частотою у стаціонарному режимі коливань. Якщо ж праві частини рівнянь прирівняти до нуля можна отримати стаціонарний режим коливань.

Схожі результати були отримані і при інших дослідженнях, коли резонансні амплітуди при запуску були значно більше, ніж при вибігу, а кутова швидкість двигуна, що відповідає максимуму амплітуди, при запуску значно більша, ніж при зупинці [1, 7, 10].

Отже, отримані вирази для максимальної резонансної амплітуди і відповідні значення фази коливань та швидкості обертання дебалансів інерційного вібратора дають можливість теоретично проаналізувати поведінку даної механічної коливальної системи у моменти розгону і вибігу, а отже вибрати оптимальні параметри вібраційного приводу машини.

Висновки

1. Таким чином, розглянуто розв'язок диференціальних рівняння руху вібраційної машини разом із її інерційним дебалансовим приводом у вигляді двох обертальних ексцентриків. Методом перших наближень отримано загальний розв'язок рівнянь руху при переході через резонанс даної коливальної механічної системи. Знайдені вирази для максимальних резонансних амплітуд і відповідних

значень фази і швидкості обертання дебалансів інерційного вібратора.

2. Отримані вирази також дають можливість проаналізувати динамічні процеси у період розгону та вибігу вібраційного приводу машини.

Список літератури

1. Алифов Ф. Ф., Фролов К. В. Взаимодействие нелинейных колебательных систем с источниками энергии. Москва. Наука. 1985. 328 с.
2. Булгаков В. М., Головач І. В. Теорія вібраційного викопування коренеплодів. Механізація сільськогосподарського виробництва. Київ. НАУ. 2003. Том XIV. С. 34–86.
3. Вибрационные процессы и машины. Вибрации в технике. Справочник, Том 4. Ред. Э. Э. Лавендела. Москва. Машиностроение. 1981. 509 с.
4. Яцун С. Ф., Сафаров Д. И., Мищенко В. Я., Локтионова О. Г. Вибрационные машины и технологии. Баку. Элм. 2004. 408 с.
5. Коловский М. З. Динамика машин. Ленинград. Машиностроение. 1989. 263 с.
6. Кузнецов А. П., Кузнецов С. П., Рыскин Н. М. Нелинейные колебания. Москва. Изд. физ.-мат. лит. 2002. 292 с.
7. Кононенко В. О. Колебательные системы с ограниченным возбуждением. Москва. Наука. 1964. 324 с.
8. Пресняков В. К., Филер З. Е. Колебания двухмассных вибромашин с нелинейными упругими связями. Разработка месторождений полезных ископаемых. Киев. 1966. № 6. С. 46–59.
9. Кошук О. Б., Лузан П. Г., Мося І. А., Герлянд Т. М., Романов Л. А. Сільськогосподарські і меліоративні машини: навчальний посібник. Київ. ІПТО НАПН України. 2015. 291 с.
10. Черниш О. М., Яременко В. В. Розрахункова модель коливального руху навісного очисника головок коренеплодів. Вібрації в техніці та технологіях. Вінниця. 2013. № 1 (69). С. 140–148.
11. Ярошевич Т. С. Дослідження пуску вібраційної машини з дебалансним приводом. Вісник Національного університету «Львівська політехніка». 2007. № 557. С. 94–102.

References

1. Alifov, F. F., Frolov, K. V. (1985). Interaction of nonlinear oscillatory systems with energy sources. Moscow. Science. 328.
2. Bulgakov, V. M., Golovach, I. V. (2003). Theory of vibrating excavation of root crops. Mechanization of agricultural production. Kiev. NAU. Volume XIV. 34-86.
3. Vibration processes and machines. Vibrations in the technique. (1981). Reference, Volume 4. Ed. E. E. Lavendel. Moscow. Engineering. 509.
4. Yatsun, S. F., Safarov, D. S., Mishchenko, V. Ya., Loktionova, E. G. (2004). Vibrating machines and technology. Baku. Elm. 408.
5. Kolovsky, M. O. (1989). Dynamics of machines.

Leningrad. Engineering. 263 p.

6. Kuznetsov, A. P., Kuznetsov, S. P., Ryskin, N. M. (2002). Nonlinear oscillations. Moscow. 292.
7. Kononenko, V. A. (1964). Vibrating systems with limited excitation. Moscow. Science. 324.
8. Presnyakov, V. K., Filer, Z. E. (1966). Fluctuations dvuhmestnij vibrators with nonlinear elastic connections. The development of mineral deposits. Kiev. No 6. 46-59.
9. Kachuk, B. A., Luzan, P. G., Mosa, I. A., Gerland, T. M., Romanov, L. A. (2015). Agricultural and reclamation machines: textbook. Kiev. PTO of NAPS of Ukraine. 291.
10. Blackie, A. M., Yaremenko, V. V. (2013). Computational model of the vibrational motion of the hinged cleaner of heads of root crops. Vibration in engineering and technology. Vinnitsa. No 1 (69). 140-148.
11. Yaroshevich, T. S. (2007). Study of the start of vibration machines with debalance drive. Herald of National University "Lviv Polytechnic". No 557. 94-102.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕЗОНАНСНЫХ ПАРАМЕТРОВ ИНЕРЦИОННОГО ВИБРАТОРА

О. Н. Черныш, Н. Г. Березовый

Аннотация. Рассмотрены дифференциальные уравнения движения вибрационной машины вместе с ее инерционным дебалансовым приводом в виде двух вращающихся эксцентриков. В условиях перехода через зону резонанса получено общее решение уравнений движения в первом приближении. Найлены выражения для максимальных резонансных амплитуд и соответствующих значений фазы и скорости вращения дебалансов инерционного вибратора. Дан анализ полученных выражений в период разгона и выбега вибрационного привода машины.

Ключевые слова: механические колебания, вибрационная машина, инерционный привод, резонанс.

DETERMINATION OF RESONANCE PARAMETERS OF INERTIAL VIBRATOR

Chernysh O. M., Berezovyi M. G.

Abstract. Differential equations of motion of a vibration machine together with its inertial unbalance drive in the form of two rotating eccentrics are considered. The general solution of the equations of motion is obtained in the first approximation under the conditions of transition through the resonance zone. The expressions for the maximum resonant amplitudes and the corresponding values of the phase and rotational speed of the inertial vibrator unbalances are found. The analysis of the obtained expressions during the acceleration and run-out of the vibratory drive of the machine is given.

Key words: mechanical vibrations, vibration machine, inertial drive, resonance.

УДК 631.313.02:531/534

КОНЦЕПЦІЯ ТА СИСТЕМО-АНАЛОГОВА МОДЕЛЬ ФУНКЦІОНУВАННЯ ЛАНЦЮГОВИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПЕРЕТВОРЕНЬ ҐРУНТООБРОБНО-ПОСІВНОГО АГРЕГАТУ

Т. В. Гайдай

Державна наукова установа «Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого», Україна.

Кореспонденція автора: tanusha-h@ukr.net.

Історія статті: отримано – вересень 2018, акцентовано – листопад 2018.

Бібл. 12, рис. 3, табл. 0.

Анотація. В статті представлено концепцію і системо-аналогову модель ГПА; що передбачають в ланцюгу технологічних перетворень визначення двох функціональних компонентів: технологічності (K_1) та якості (K_2). У функціональному компоненті K_1 вдосконалена модель динаміки руху ГПА з визначенням його координат та розрахунки параметрів катушкового висівного апарату при відповідній швидкості ГПА; а у функціональному компоненті K_2 – оцінювання динаміки руху насіння в пневматичному насіннепроводі та процес розсіву і параметрів тарілчастого розсіювача; запропоновано алгоритм синтезу функціональних компонентів та

управління процесу; проведено формалізацію параметрів ланцюгових перетворень.

Ключові слова: ґрунтообробно-посівний агрегат, функціональні компоненти, концепція, системо-аналогова модель, математичне моделювання.

Постановка проблеми

Технологічний процес сівби дрібнонасіненних культур реалізується ґрунтообробно-посівним агрегатом (ГПА або посівним МТА – машинно-тракторним агрегатом (рис. 1)).

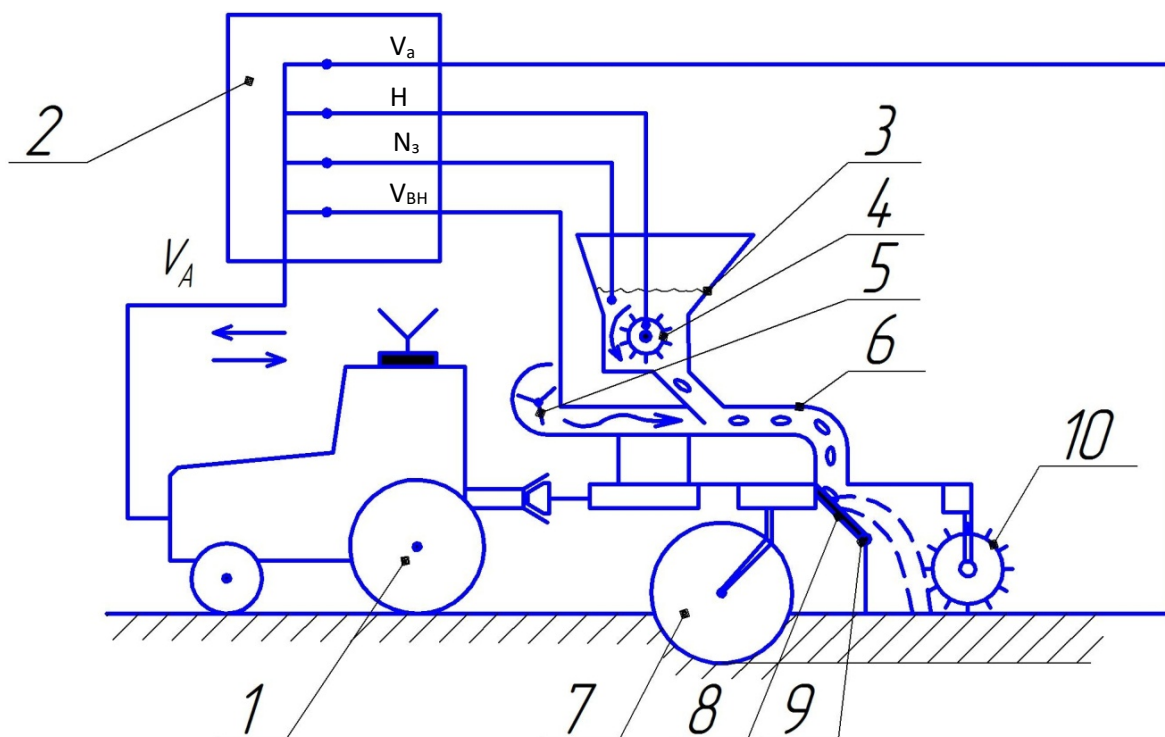


Рис. 1. Конструкційно-компонувальна схема комбінованого ґрунтообробно-посівного агрегата: 1 – ходова система, 2 – інформаційно-керуючий засіб, 3 – висівний модуль, 4 – висівальна катушка, 5 – повітрянагнітач, 6 – насіннепровід, 7 – ґрунтообробні секції сферичних дисків, 8, 9 – тарілчастий розсіювач, 10 – причіпуючий коток.

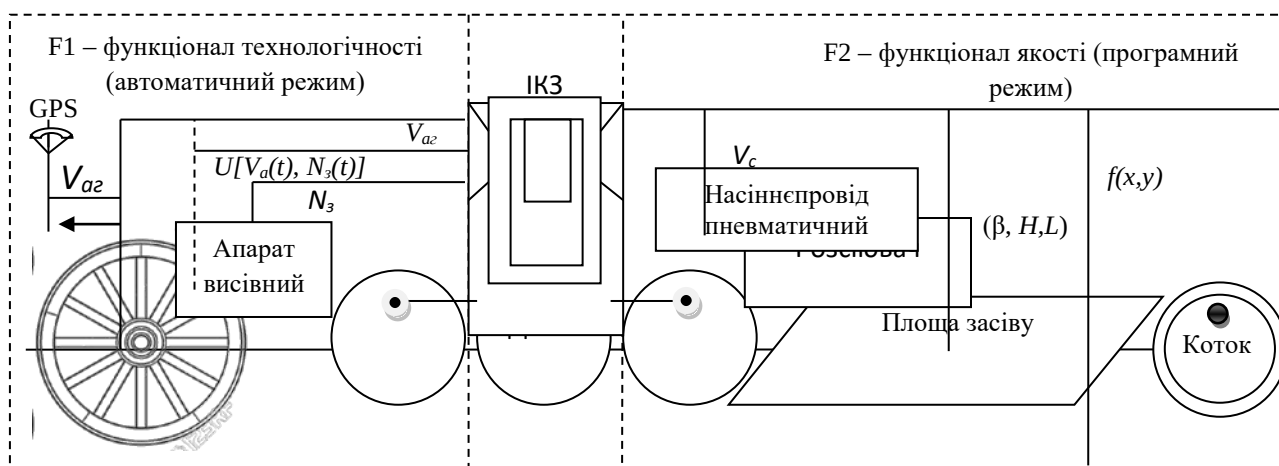


Рис. 2. Системо-аналогова модель функціонально ланцюгових перетворень ГПА для сівби сидеральних культур.

Аналіз останніх досліджень

Концепція і модель передбачають синтез двох функціональних компонентів $[K_1, K_2]$ через систему інформаційно-керуючого засобу (ІКЗ), тобто класичний (індуктивний) підхід до визначення взаємозв'язків окремими підсистемами об'єкта [1, 2].

Мета досліджень

З метою досягнення поставленої задачі – формування визначеної стійкої норми висіву (незалежно від стійкості агрегату) та рівномірності розсіву насіння на визначені площі, ГПА повинен синтезувати ланцюгові перетворення (узгодження технологічних операцій) за схемою $[< \text{швидкість агрегату} - \text{задана норма висіву насіння} > - < \text{транспортування насіння пневмопроводом та розсів тарілчастим розсіювачем (з визначеними раціональними параметрами)} >]$.

Результати досліджень

Такий підхід можна запропонувати в якості концепції, що реалізується за орієнтованою системо-аналоговою моделлю ГПА (рис. 2).

Функціональний компонент K_1 – компонент технологічності покликаний за допомогою GPS та ІКЗ забезпечити стабільність технології – встановленої норми висіву насіння $N_s(t)$ в залежності від швидкості руху $V_{az}(t)$ при вхідних параметрах N_s і V_{az} .

Функціональний компонент K_2 – компонент якості з метою забезпечення рівномірності (щільності) розсіву насіння $f(x,y)$ на оброблювані площі S за вихідним параметром $K_1 [V_{az}(t), N_s(t)]$ визначає за допомогою програмного забезпечення (на стаціонарі) установку швидкості транспортування насіння V_{BH} у пневматичному насіннєпроводі, параметри тарілчастого розсіювача (зокрема кут розкриття пластини – β та установки його по висоті і ширині агрегату – H_d, L_d). В нашому випадку концепція визначає послідовність технологічних

процесів (перетворень) та автоматизоване управління режимами роботи складових модулів в реальному часі, відображає ланцюговий технологічний процес за критеріями системного узгодження вимог агротехнології (рис. 3). До функціонального компоненту (K_1) відносяться взаємопов'язані між собою параметри: швидкість руху агрегату (V_{az}) та норма видачі насіння з бункера, яка залежить від кутової швидкості висіваючої котушки (ω_r). Для підтримання сталості значень кількості посівного матеріалу і числа обертів висіваючої котушки при збільшенні або падінні швидкості руху V_{az} посівного агрегату на окремих ділянках поля, змінюється час T його переміщення і необхідна продуктивність висіву для даної окремої ділянки, що в свою чергу тягне для цієї ділянки зміну кутової швидкості ω_r висіваючої котушки. Відповідно, до функціонального компоненту (K_2) відносяться такі параметри: швидкість повітрянасінневої суміші в насіннєпроводі V_c , конструкційні параметри розсіювачів (кут розкриття β , висота розміщення розсіювача над полем H_d), від яких залежить забезпечення рівномірності розсіювання та щільність розподілу насіння по площі поля $f(x,y)$. Запропонована модель для кожного складового функціоналу ГПА дозволяє забезпечувати синергетичні ефекти єдиного цілісного агрегату. За цих умов кожний окремий модуль ГПА відповідає перевагам технічного узгодження інтерфейсних з'єднань з сусідами та технологічної оптимізації нестационарних стохастичних процесів внутрішніх поточкових перетворень параметрів в координатах «вхід, умова – вихід, дія».

Взаємодія між елементами, що у ланцюгах утворюють технологічне перетворення потребує моделювати явища: статичні контактних обмінів; кінематики формотворення контактуючих тіл; динаміки руху та енергетичних обмінів, що зачіпаючи матеріальні властивості внутрішніх складових трансформують вхідні параметри у вихідні.

Динамічні явища рухів (прямолінійних, криволінійних, оберткових, коливальних та інших нелінійних) охоплюють значно широкі коло елементів конструкції з різноманітними спектрами підсилення та дисипації форм енергії.

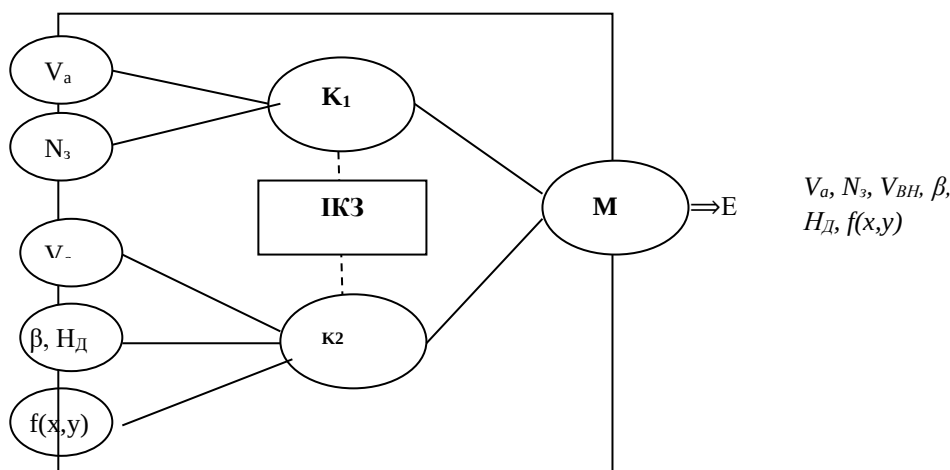


Рис. 3. Схема процесу синтезу (М) ґрунтообробно-посівного агрегату: K_1 – функціональний компонент руху агрегату (V_a) та забезпечення норми висіву (N_z) котушковим апаратом; K_2 – функціональний компонент транспортування насіння (V_c), забезпечення рівномірності розсіювання (β , H_d) та якості посіву ($f(x,y)$).

З нашою концепцією нашому варіанті ГПА для сидеральних культур обов'язково повинен гарантувати постійну (задану, бажану, керовану) норму та рівномірність посіву насіння на площі його робочої ширини. Цільові показники функціональної агротехнологічної ефективності ГПА в реальних умовах ризиків землеробства мають забезпечувати техніку – технологічні рішення та параметри елементів СГМ. Визначальними є [3, 4, 5, 6] етапи, що включають випробування, налагодження, коригування, узгодження процедур покрокового технологічного перетворення параметрів, особливо пар взаємодії у вузлах інтерфейсних контактних з'єднань трьох взаємопов'язаних явищ: змін, дії та протидії.

При дослідженні технологічного процесу сівби дрібнонасіневих культур, що реалізується ГПА, важливим є визначення та вивчення математичної моделі динаміки процесу з метою подальшої оптимізації як самого процесу так і параметрів ГПА [7-12]. Моделювання включає розробку моделі динаміки руху ГПА по полю, враховуючи відповідні сили тяги і опору, моменти повороту і моменти опору повороту трактора, а також – розрахунки параметрів при виході посівного матеріалу з насінневого бункера, оцінки динаміки його руху по насіннепроводу до точки розкидання і формули розсіювання насіння на ґрунті після виходу з насіннепроводу.

Отримані моделі дозволять, аналізуючи управління процесом висіву насіння, визначити технічні параметри різних робочих пристосувань, що входять в ГПА, з точки зору їх узгодженості функціонування для якісного виконання завдання.

Висновки

1. Запропонована концепція та системо-аналогова модель функціонування ланцюгових технологічних перетворень ґрунтообробно-посівного агрегату.

2. Визначилися із базовими складовими функціональних компонентів: швидкість руху агрегату (V_{ag}), норма видачі насіння з бункера, яка залежить від кутової швидкості висіваючої котушки

(ω_r), швидкість повітрянонасіневої суміші в насіннепроводі V_c , конструкційні параметри розсіювачів (кут розкриття β , висота розміщення розсіювача над полем H_d), від яких залежить забезпечення рівномірності розсіювання та щільність розподілу насіння по площі поля $f(x,y)$.

Список літератури

1. Кравчук В. І. Концепція гарантовано-адаптованого управління робочими процесами сільськогосподарських агрегатів та машин. Перспективи застосування технологій точного землеробства: Матеріали 2-ї міжнародної науково-практичної конференції. Київ. НАУ. 2006.
2. Баранов Г. Л., Макаров А. В. Структурное моделирование сложных динамических систем. Киев. Наукова думка. 1986. 272 с.
3. Кравчук В. І. Теоретичні основи адаптації сільськогосподарських машин. Київ. НАУ. 2005. 208 с.
4. Кравчук В., Читаєв Д., Любченко С., Шустік Л. Програмний комплекс вирішення задач аналізу та підготовки даних в системі керованого землеробства. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. Дослідницьке. 2006. Вип. 9(23). С. 171–172.
5. Кравчук В., Баранов Г., Прохоренко О., Гайдай Т. Системно-аналогове моделювання технологій екологічними процесами. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. Дослідницьке. 2016. Вип. 20 (34). С. 269–280.
6. Кравчук В. І. Елементи теорії адаптації сільськогосподарських машин. Науковий вісник Національного аграрного університету. Київ. 2005. Вип. 80. Ч. 1. С. 28–33.
7. Аніскевич Л. В. Модель функціонування машини в системі точного землеробства. Механизация производственных процессов рыбного хозяйства, промышленных и аграрных предприятий. Керчь. 2001. Вип. 1. С. 112–118.

8. *Аніскевич Л. В.* Управління системами високоточного дозування технологічних матеріалів. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2014. С. 264–277.

9. *Беспамятнова Н. М., Лаврухин П. В.* Исследование параметров разбросного посева семян. Обоснование параметров и средств механизации в растениеводстве. Зерноград. ИМЭСХ. 1990. С. 21–36.

10. *Бойко А. І., Свірень М. О.* Модель функціонування пневматичної висівної системи для технологій точного землеробства. Науковий вісник Національного аграрного університету. Київ. 2006. Вип. 8. С. 80–88.

11. *Лурье А. Б., Нагорский Н. С., Озеров В. Г.* Моделирование сельскохозяйственных агрегатов и их систем управления. Ленинград. Колос. Ленинградское отделение, 1979. 321 с.

12. *Василенко П. М., Василенко В. П.* Методика построения моделей функционирования машинных агрегатов. Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1979. № 12. С. 42–45.

References

1. *Kravchuk, V. I.* (2006). Concept of guaranteed-adaptive workflow management of agricultural units and machines. Prospects of application of precision agriculture technologies: proceedings of the 2nd international scientific-practical Conferenc. Kiev. NAU.

2. *Baranov, G. L., Makarov, A. V.* (1986). Structural modeling of complex dynamic systems. Kiev. Scientific thought. 272.

3. *Kravchuk, V. I.* (2005). Theoretical bases of adaptation of agricultural machines. Kiev. NAU. 208.

4. *Kravchuk, V., Citayev, D., Lyubchenko, S., Shustik, L.* (2006). Software package for solving problems of analysis and preparation of data in the system-managed agriculture. Technical and technological aspects of the development and testing of new equipment and technologies for agriculture of Ukraine. Research. Vol. 9 (23). 171-172.

5. *Kravchuk, V., Baranov, G., Prokhorenko, A., Gaidai, T.* (2016). System-analog modeling technology of controlled environmental agriculture for the chain processes. Technical and technological aspects of the development and testing of new equipment and technologies for agriculture of Ukraine. Research. Vol. 20 (34). 269-280.

6. *Kravchuk, V. I.* (2005). Elements of the theory of adaptation of agricultural machines. Scientific Bulletin of National agrarian University. Kiev. Vol. 80. Part 1. 28-33.

7. *Aniskevich, L. V.* (2001). Model of functioning of machine in the system of precision farming. The mechanization of the production processes of the fisheries, industrial and agricultural enterprises. Kerch. Vol. 1. 112-118.

8. *Aniskevich, L. V.* (2014). Control systems precision metering of process materials. Scientific Bulletin of National University of life and environmental Sciences of Ukraine. Series: electronics and energetics, agriculture. Kiev. 264-277.

9. *Bespamyatnov, N. M., Lavrukhin, V. P.* (1990). Study of parameters of broadcast seeding. Justification of parameters and mechanization in crop production. Zernograd. FARM. P21-36.

10. *Boyko, A. I., Svyren, M. O.* (2006). Model of functioning of pneumatic sowing system for precision agriculture technologies. Scientific Bulletin of National agrarian University. Kiev. Vol. 8. 80-88.

11. *Lurie, A. B., Nagorskiy, N. S., Ozerov, V. G.* (1979). Modeling of agricultural units and their control systems. Leningrad. Ear. Leningrad branch, 321.

12. *Vasilenko, P. M., Vasilenko, V. P.* (1979). Method of constructing models of the functioning of the machine units. Mechanization and electrification of socialist agriculture. No 12. 42-45.

КОНЦЕПЦИЯ И СИСТЕМО-АНАЛОГОВАЯ МОДЕЛЬ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ЦЕПНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРЕОБРАЗОВАНИЙ ГРУНТООБРОБНО-ПОСЕВНОГО АГРЕГАТА

Т. В. Гайдай

Аннотация. В статье представлена концепция и системо-аналоговую модель ГПА, предусматривающие в цепи технологических преобразований определение двух функциональных компонентов: технологичности (K_1) и качества (K_2). В функциональном компоненте K_1 усовершенствованная модель динамики движения ГПА с определением его координат и расчеты параметров катушкового высевающего аппарата при соответствующей скорости ГПА, а в функциональном компоненте K_2 – оценка динамики движения семян в пневматическом насіннепроводі и процесс рассева и параметров тарельчатого рассеивателя, предложен алгоритм синтеза функциональных компонентов и процесса управления, проведена формализация параметров цепных преобразований.

Ключевые слова: грунтообробно-посевной агрегат, функциональные компоненты, концепция, системо-аналоговая модель, математическое моделирование.

CONCEPT AND SYSTEM ANALOG MODEL OF FUNCTIONING OF CHAIN OF TECHNOLOGICAL CHANGE GRANTOURISMO-SOWING UNIT

Gaidai T. V.

Abstract. The article presents a concept and a system analog model HPA, providing a chain of technological change the definition of two functional components: technological (K_1) (K_2). In the functional component K_1 improved model of the dynamics of HPA with the determination of coordinates and calculations of the parameters koteshwara sowing machine at the appropriate speed hPa and in the functional component K_2 – evaluation of the dynamics of seeds in the pneumatic nennlast and the separation process and parameters of the disc of the lens, the algorithm for the synthesis of functional components and management process, the formalization of parameters of chain of transformations.

Key words: protoopalina-seeder, functional components, concept, system-analog model, mathematical modeling.

УДК 658.7:658.8.-027.236

ПОКАЗНИКИ ОЦІНКИ ЕФЕКТИВНОСТІ ЛАНЦЮГА ПОСТАЧАНЬ

О. М. Загурський

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Кореспонденція автора: zagurskiy_oleg@ukr.net.

Історія статті: отримано – вересень 2018, акцентовано – листопад 2018.

Бібл. 11, рис. 0, табл. 3.

Анотація. В статті проведено аналіз існуючих систем вимірювання ефективності ланцюгів постачання та запропоновано новий підхід, що відповідає довгостроковим стратегіям розвитку бізнесу, потребам клієнтів і запитам суспільства.

В ньому показники ефективності по-перше, враховують вплив усіх бізнес-процесів на операційні витрати, оборотний капітал і довгострокові активи ланцюга постачання і по-друге характеризують розвиток відносин з клієнтами, ефективність управління персоналом та рівень розвитку інформаційних систем.

Для реалізації інтегрованого підходу до розробки ключових показників ефективності в системі скомбіновано фінансові та нефінансові, якісні та кількісні показники, які комплексно і збалансовано відображають стан та перспективи розвитку компанії.

Ключові слова: вартість, ефективність, ланцюг постачання, клієнт, система показників.

Аналіз останніх досліджень

Питання підвищення ефективності ланцюгів постачання широко розглядаються і в наукових колах і на всіх рівнях управління. Дослідженнями цієї проблематики займалися як зарубіжні так і вітчизняні вчені Б. Беумон [6], А. Гунасекаран, С. Патель, Р. МакГофі [2], А.Б. Зубкова [3], Дж. Кіберл [8], Д. Кисперська-Моронь [10], Є.В. Крикавський [4], Д.М. Ламберт і Т.Л. Полен [9], К. Рамдас і Р.Е. Шпекмен [11], Чан і Кі [7], Н.І. Чухрай та І.Б. Млинко [5] та ін.

Разом з тим аналіз наукових джерел з цієї тематики показав, що більшість пропонованих для вимірювання показників не узгоджені з загальним фінансовим успіхом підприємства. Що спонукає до удосконалення наявних методів оцінки та побудови нових підходів щодо виміру ефективності функціонування ланцюга постачання.

Постановка проблеми

З огляду на нові економічні умови ефективно діючий ланцюг постачання має відповідати усім вимогам економіки постіндустріального суспільства, це зокрема, швидка реакція на зміну попиту, виконання замовлень з високою якістю сервісу. У зв'язку з цим під час побудови сучасних логістичних систем відбувається заміна політики продажу вироблених товарів політикою виробництва товарів, що продаються або послуг; проводиться постійна робота з мінімізації термінів проходження продукції по технологічному процесу, зниження партії ресурсів і партії обробки, скорочення всіх видів простоїв і нерациональних внутрішньовиробничих перевезень.

Це в свою чергу вимагає формування системи оцінки ефективності функціонування ланцюга постачання, що базується не на емпіричних даних, а на кількісних розрахунках, які дозволяють ще на етапі планування оцінити усі ключові показники, що цікавлять його розробників та виявити оптимальні шляхи їх підвищення і посилення конкурентної переваги компанії. Відповідно перед фахівцями постає питання про формування аналітичної бази підходів і методів для оцінки ефективності ланцюгів постачання.

Метою досліджень

Метою дослідження виявлення та аналізу чинників, що впливають на підвищення конкурентоспроможності ланцюга постачання і розроблення на їх основі нового підходу, що узагальнює показники оцінки ефективності ланцюга постачання за усіма напрямками.

Результати досліджень

Оцінка ефективності ланцюга постачання полягає у виявленні та аналізі чинників, що визначають здатність ланцюга краще, швидше й дешевше за своїх конкурентів задовольняти вимоги споживачів.

Усі показники ефективності управління ланцюгом постачання можна умовно поділити на чотири основні групи.

Перша група – цільові показники ефективності ланцюга постачання. За показниками цієї групи аналізується ефективність виконання цільових функцій ланцюга постачання з погляду отримання результату діяльності та витрачених для їх досягнення ресурсів (табл. 1).

Таблиця 1. Цільові показники ефективності ланцюга постачань.

Найменування показника	Методика розрахунку
Дохід, що генерується в ланцюзі постачань, грн	$T = \text{Прибуток від реалізації} - \text{Змінні витрати}$
Ресурси, необхідні для функціонування ланцюга постачань, грн	$A = \text{Основні фонди} + \text{Оборотні фонди}$
Операційні витрати, що включають заготівельні витрати на утримання запасів, грн	$OE = \text{Витрати на утримання запасів} + \text{Заготівельні витрати}$
Ефективність ланцюга постачань, грн	$E_{\text{лп}} = \frac{\Delta V}{\Delta C},$ де $E_{\text{лп}}$ – ефективність ланцюга постачань; ΔV – додана в процесі цінність для кінцевого споживача (ціна реалізації); ΔC – додана процесом вартість для кінцевого споживача (вартість витрачених ресурсів).
Період обороту запасів у ланцюзі постачань, дні	$D_{\text{об}}^3 = \frac{T_{\text{умов}}}{K_{\text{об}}^3},$ де $D_{\text{об}}^3$ – кількість днів, за які повністю оновлюються запаси в ланцюзі, дні; $T_{\text{умов}}$ – умовний (фінансовий) рік, що складається з 360 днів; $K_{\text{об}}^3$ – коефіцієнт оборотності запасів

Таблиця 2. Показники функціональності ланцюга постачань.

Найменування показника	Методика розрахунку
Маржинальний прибуток	$P_{\text{м}} = V - (Z_{\text{вит}} + P_{\text{вит}}),$ де V – виручка; $Z_{\text{вит}}$ – змінні витрати; $P_{\text{вит}}$ – постійні витрати.
Гнучкість ланцюга постачань	$G = \frac{n}{m},$ де: n – кількість здійснених змін; m – загальна кількість необхідних змін.
Цикл виконання замовлення в ланцюзі постачань	$T_{\text{цз}} = T_{\text{оз}} + T_{\text{зм}} + T_{\text{вц}} + T_{\text{п}},$ де: $T_{\text{оз}}$ – час обробки замовлення; $T_{\text{зм}}$ – час закупівлі матеріалів; $T_{\text{вц}}$ – тривалість виробничого циклу; $T_{\text{п}}$ – час постачання.
Фінансовий цикл ланцюга постачань	$\Phi_{\text{ц}} = \text{Період зберігання запасів} + \text{Період оборотності дебіторської заборгованості} - \text{Період оборотності кредиторської заборгованості}.$
Показник ефективності циклу ланцюга постачань	$E_{\text{циклу}} = \frac{T_{\text{д.в.}}}{T_{\text{з}}},$ де: $E_{\text{циклу}}$ – ефективності циклу ланцюга постачань; $T_{\text{д.в.}}$ – сумарний час додання вартості продукту; $T_{\text{з}}$ – загальний час перебування продукту у ланцюзі постачань.

Дохід, що генерується в процесі просування товару по ланцюгу постачань, визначається як швидкість, з якої організація створює гроші (здебільшого шляхом продажу товарів або послуг). Цей показник показує кількість нових грошей, що надходять у ланцюг постачань (й залишаються у ньому) і відповідно характеризує додану вартість, що

утворюється у результаті функціонування ланцюга постачань.

Ресурси, необхідні для функціонування ланцюга постачань включають в себе усі необхідні для функціонування ланцюга матеріальні, фінансові та інформаційні ресурси. Цей показник показує кількість і якість ресурсів що знаходяться у ланцюзі постачань.

Витрати визначаються як фінансові вкладення, що здійснюються організацією для підтримання ланцюга постачань. Ці засоби зв'язані у середині системи, використовуються для генерації доходу та не можуть бути легко конвертованими у готівку. Цей показник доцільно розділяти на дві групи:

1 група: інвестиції в запаси матеріалів, комплектуючих і готову продукцію, що перебуває в ланцюзі постачань.

2 група: інвестиції в основні засоби, необхідні для функціонування ланцюга постачань.

Операційні витрати – це і витрати, що пов'язані з управлінською діяльністю і спрямовані на організацію реалізації продукції, що просувається по ланцюгу постачань.

Ефективність ланцюга постачань характеризує процес перетворення об'єкта праці й додавання йому цінності, причому цінності з позиції споживача – як зовнішнього, так і внутрішнього (чим більше процес додає цінності продукції та менше витрачає ресурсів, тим вища ефективність такого процесу).

Період обороту запасів впливає на швидкість ланцюга постачань і характеризує його загальну ефективність.

Визначені показники є достатніми для оцінки ефективності ланцюга постачань, оскільки вони є засобами, що дозволяють пов'язати локальні оперативні рішення із загальним фінансовим станом компанії, а також показують рівень функціонування ланцюга постачань у певні моменти часу з позиції – краще, швидше й дешевше.

Друга група – показники функціональності ланцюга постачань, характеризує діяльність ланцюга постачань з огляду на функціональні особливості процесів та потоків. Аспект функціональності в цій групі показників представляють маржинальний прибуток, показник гнучкості ланцюга постачань, цикл виконання замовлення, фінансовий цикл та показник ефективності циклу ланцюга постачань (табл. 10.2).

В умовах ринкової економіки в якості основного кінцевого економічного результату ланцюга постачань зазвичай, виступає показник прибутку від реалізації продукції.

Механізм управління фінансовими потоками будується з урахуванням щільності взаємозв'язку цього показника з іншими ключовими фінансовими показниками (виручка та витрати).

Система цього взаємозв'язку, що одержала назву модель «витрати-обсяг продажів-прибуток», дозволяє виділити роль окремих факторів у формуванні фінансових потоків і забезпечити ефективність управління процесом їх формування у ланцюгу постачань.

Гнучкість ланцюга постачань визначається здатністю системи підтримувати стабільність вихідних параметрів (матеріальних, інформаційних і фінансових потоків), обумовлених цільовою функцією, попри непередбачувані дестабілізуючі дії з боку зовнішнього середовища. Поняття гнучкості охоплює усі складові системи.

Цикл виконання замовлення визначає максимальний проміжок часу від розміщення заявки

на виготовлення продукції до безпосередньо факту її отримання споживачем. Цей показник залежить від того, чи була продукція виготовлена під замовлення або була поставлена із заздалегідь підготовлених запасів готової продукції, тобто від стратегії за якої функціонує ланцюг постачань.

Цикл виконання замовлення пропорційно впливає на фінансовий цикл та рівень задоволеності споживачів від продуктів чи послуг наданих їм.

Фінансовий цикл показує період часу між інвестиціями у ресурси та фінансовими надходженнями від реалізації продукції зробленої з придбаних ресурсів.

Саме цей показник вимірювання ефективності ланцюга постачань впливає на усі компоненти робочого капіталу. Зменшення циклу означає підвищення ефективності ланцюга постачань.

Показник ефективності циклу ланцюга постачань показує ефективність бізнес процесів у ланцюзі постачань з погляду зростання доданої вартості. Ідеальне значення показника одиниця, що свідчить про відсутність у ланцюзі постачань часу на операції, які не додають вартості, наприклад, час на очікування навантаження (розвантаження).

Третя група – операційні показники ефективності ланцюга постачань – група показників, що характеризують якісне та кількісне досягнення цілей на операційному рівні.

Тут увага зосереджується на трьох групах чинників:

– умовах постачань, що характеризують відповідність результатів дій з постачання очікуванням покупців з погляду двох головних критеріїв: кількість та термін постачання замовлення (результатом є позитивна або негативна оцінка);

– точності виконання замовлення – час постачання, рахується від моменту прийняття замовлення від клієнта до моменту, коли вантаж прибуде до місця прийняття, визначеного клієнтом;

– обсягах постачань, що задовольняють вимоги учасників ланцюга (табл. 3).

Кожний ключовий операційний показник має критерій функціонування більш низького рівня, які є показниками результативності роботи окремих співробітників.

Основні критерії функціонування у ланцюзі постачань:

1. Загальне число днів перебування запасу усередині ланцюга постачань, дні.

2. Рівень дефектності матеріалів, що поставляються, %.

3. Час циклу замовлення, дні.

4. Оборотноість запасів складу учасників ланцюга постачань.

5. Використання потужностей (завантаження), %.

6. Відсоток замовлень, виконаних «точно в термін», %.

7. Частка транспортних витрат у ціні реалізації товару, %.

8. Відсоток псування й ушкодження вантажу, %.

9. Дохід ланцюга постачань, грн.

10. Собівартість продукції наприкінці ланцюга постачань, грн/од. [1]

Таблиця 3. Операційні показники ефективності ланцюга постачань.

Найменування показника	Методика розрахунку
Рівень забезпечення попиту, %	$R_{заб} = \frac{K_p}{K_{нр}},$ де K_p – кількість реалізованих позицій запасу за період, шт.; $K_{нр}$ – кількість незадоволених запитів позицій запасу за період, шт.
Потужність ланцюга постачань, од.	Максимальний обсяг товарів, які можуть бути доставлені до кінцевих споживачів в заданий час
Точність виконання замовлення, %	$S = C \times Q \times N \times 100,$ де C – кількість постачань в строк/загальна кількість постачань; Q – кількість матеріалів відповідної якості /загальна кількість матеріалів, що постачається; N – кількість постачань, що відповідають за кількістю/загальна кількість постачань.
Пунктуальність виконання замовлень, %	$П = \frac{I_3}{T},$ де I_3 – кількість виконаних замовлень; T – запланований час на їх виконання.
Оптимальний обсяг замовлення (economic order quantity)	$Q = \frac{\sqrt{2 \times B_{зам} \times P}}{B_{взт}},$ де $B_{зам}$ – вартість виконання і-го замовлення; P – річний попит; $B_{взт}$ – вартість зберігання од. товару.
Обсяг продажів, грн	Сумарний обсяг матеріалів, що реалізується за період, грн
Обсяг запасів, грн	Сумарний обсяг залишків матеріалів в ланцюзі за період, грн

Четверта група – інноваційні показники ефективності ланцюга постачань – сукупність проєкцій системи показників інноваційної діяльності в ланцюзі постачань, де по кожній цілі запропонований певний набір індикаторів:

Проєкція цілі 1. «Підвищення ефективності управління інноваціями», як сукупність показників: кількість патентів та інших нематеріальних активів, поставлених на баланс за результатами проведених науково-дослідних та дослідно-конструкторських робіт (НДДКР), кількість впроваджених нових технологій за результатами виконаних НДДКР, відсоток від продажів нових продуктів у загальному обсязі продажів, скорочення часу доставки вантажів в результаті впровадження новацій у ланцюзі постачань.

Проєкція цілі 2. «Підвищення ефективності управління інноваціями», як сукупність показників: рентабельність продажів товарів, що виробляються чи просуваються по ланцюгу постачань з використанням результатів НДДКР, рентабельність інвестованого в інноваційну діяльність капіталу, енергоефективність, продуктивність праці.

Проєкція цілі 3. «Підвищення якості управління інноваціями» як сукупність показників: кількість інноваційних пропозицій та проєктів, отриманих від співробітників компанії й очікуваний потенціал їх окупності; кількість проєктів, які переходять з одного

етапу процесу розробки й виведення на ринок інноваційної продукції та послуг на наступний; тривалість циклу інноваційного процесу або його окремих стадій.

Проєкція цілі 4. «Підвищення технологічного лідерства» як сукупність показників: кількість отриманих патентів, кількість запатентованих продуктів (послуг), якість інноваційного портфеля (баланс між проривними та поліпшувальними проєктами).

Проєкція цілі 5. «Забезпечення необхідного раціонального фінансування інноваційної діяльності» як сукупність показників: обсяг фінансування НДДКР власними коштами, середньозважена вартість інвестованого в інноваційні проєкти капіталу, чиста приведена вартість інноваційних проєктів, період окупності інвестицій в інноваційні проєкти.

Висновки

1. Оцінка ефективності ланцюга постачань, що пропонується нами, проводиться за допомогою системи оцінювальних показників, яка являє собою розгортання показників від рівня цільових показників до операційних показників з критеріями функціонування кожного співробітника. Для

реалізації системного підходу до розробки ключових показників ефективності в системі скомбіновано фінансові та нефінансові, якісні та кількісні показники які згруповані у чотири групи: показники ефективності, показники функціональності, операційні показники ефективності та інноваційні показники ефективності ланцюга постачань.

2. Представлена система не перевантажена великою кількістю параметрів, що досягається шляхом виділення тільки тих показників, на які є можливість впливати, і які дійсно характеризують ефективність функціонування ланцюга постачань.

Список літератури

1. Антипов Д. В., Франковская Е. Г. Оценка качества цепи поставок. Вектор науки ТГУ. 2010. № 1. С. 45–48.

2. Гунасекаран А., Патель С., МакГофи Р. Е. Рамки измерения эффективности логистической цепочки. Международный журнал экономики производства. 2004. № 3. С. 333–347.

3. Зубкова А. Б., Ковшик В. И. Система показателей эффективности маркетинговой логистики предприятия. Вісник НТУ «ХПІ». 2013. № 7 (981). С. 36–46.

4. Крикавський Є. В. Промислові ланцюги поставок: між ефективністю та відповідальністю. Актуальні проблеми економіки. 2016. № 5(179). С. 30–41.

5. Чухрай Н. І., Млинко І. Б. Оцінювання результативності та ефективності маркетингу промислового підприємства у ланцюгу поставок. Маркетинг і менеджмент інновацій. 2013. №3. С. 24–34.

6. Beamon B. M. Measuring supply chain performance. International Journal of Production Management. 1999. №19. P. 275–292.

7. Chan F. T., Qi H. J. An innovative performance measurement method for supply chain management. Supply Chain Management: An International Journal. 2003. №. 3. P. 209–223.

8. Keebler J. S., Manrodt K. B., Durtsche D. A., Ledyard D. M. Keeping Score: Measuring the Business Value of Logistics in the Supply Chain. Oak Brook, IL: Council of Logistics Management. 1999. 330.

9. Lambert D. M., Pohlen T. L. Supply Chain Metrics. The International Journal of Logistics Management. 2001. Vol. 12. № 1. P. 1–19.

10. Pomiar funkcjonowania łańcuchów dostaw. red. D. Kisperska-Moroń. Katowice : Wydawnictwo Akademii Ekonomicznej w Katowicach, 2006. 205 p.

11. Ramdas K., Spekman R. E. Chain or Shackles: Understanding What Drives Supply-Chain Performance Chain or shackles: understanding what drives supply-chain performance. Interfaces. 2000. № 30(4). P. 3–21.

References

1. Antipov, D. V, Frankovskaja, E. G. (2010). Supply Chain Quality Assessment, *Vektor nauki TGU*. Vol. 1. 45–48.

2. Gunasekaran, A., Patel, S., MakGofi, R. E. (2004). Supply Chain Performance Scope, *Mezhdunarodnyy zhurnal jekonomiki proizvodstva*. Vol. 3, 333–347.

3. Zubkova, A. B., Kovshyk, V. I. (2013). The system shows the effectiveness of marketing the company logos, *Visnyk NTU «KhPI»*. Vol. 7 (981). 36–46.

4. Krykav's'kyj, Ye. V. (2016). "Promyslov_ lantsyugi supplies: mizh efektyvn_styu that vidpovidaln_styu", *Aktual'ni problemy ekonomiky*. vol.5(179). pp. 30–41. [in Ukrainian].

5. Chukhraj N.I., Mlynko I.B. (2013) Evaluating the effectiveness and efficiency of marketing an industrial enterprise in the supply chain, *Marketynh i menedzhment innovatsij* vol. 3, 24–34.

6. Beamon, B. M. (1999). Measuring supply chain performance, *International Journal of Production Management*. 275–292.

7. Chan, F. T. S., Qi, H. J. (2003). An innovative performance measurement method for supply chain management, *Supply Chain Management: An International Journal*. Vol. 3. 209–223.

8. Keebler, J. S., Manrodt, K. B., Durtsche, D. A., Ledyard, D. M. (1999). *Keeping Score: Measuring the Business Value of Logistics in the Supply Chain*. Oak Brook, IL: Council of Logistics Management.

9. Lambert, D. M., Pohlen, T. L. (2001). Supply Chain Metrics, *The International Journal of Logistics Management*. Vol. 12. № 1. 1–19.

10. Kisperska-Moroń, D. (2006). *Pomiar funkcjonowania łańcuchów*, Wydawnictwo Akademii Ekonomicznej w Katowicach.

11. Ramdas. K., Spekman. R. E. (2000). Chain or Shackles: Understanding What Drives Supply-Chain Performance Chain or shackles: understanding what drives supply-chain performance, *Interfaces*. Vol. 30 (4). 3–21.

ПОКАЗАТЕЛИ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЦЕПИ ПОСТАВОК

О. Н. Загурский

Аннотация. В статье проведен анализ существующих систем измерения эффективности цепей поставок и предложен новый подход, отвечающий долгосрочным стратегиям развития бизнеса, потребностям клиентов и запросам общества. В нем показатели эффективности во-первых, учитывают влияние всех бизнес-процессов на операционные расходы, оборотный капитал и долгосрочные активы цепи поставок и во-вторых характеризуют развитие отношений с клиентами, эффективность управления персоналом и уровень развития информационных систем.

Для реализации интегрированного подхода к разработке ключевых показателей эффективности в системе скомбинированы финансовые и нефинансовые, качественные и количественные показатели, которые комплексно и сбалансировано отражающих состояние и перспективы развития компании.

Ключевые слова: стоимость, эффективность, цепь поставок, клиент, система показателей.

OF ESTIMATION OF PERFORMANCE INDICATORS OF SUPPLY CHAINS

Zagurskiy O. M.

Abstract. The article analyzes the existing systems of measuring the efficiency of supply chains and proposes a new approach based on a combination of methods for measuring the company's total cost and a balanced system of indicators. The integrated approach proposed in this paper summarizes the indicators of assessing the efficiency of supply chain operation in a complex system that meets the long-term business development strategies of the needs of customers and the needs of society. In it performance indicators first, take into account the impact of all business processes on operating costs, working capital and long-term assets of the supply chain, and secondly, the development of relations with customers, the effectiveness of personnel management and the level of information systems development.

To implement an integrated approach to developing key performance indicators, the system combines financial and non-financial, qualitative and quantitative indicators that reflect the state and prospects of the company in a comprehensive and balanced way.

Key words: cost, efficiency, supply chain, customer, system of indicators.

УДК 664.724

КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ЗЕРНОСХОВИЩА ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ ОХОЛОДЖЕННЯ

С. В. Кюрчев

Таврійський державний агротехнологічний університет, Україна.

Кореспонденція автора: mtf@tsatu.edu.ua.

Історія статті: отримано – вересень 2018, акцентовано – листопад 2018.

Бібл. 18, рис. 4, табл. 0.

Анотація. Розроблена система зберігання передбачає використання конвективного потоку холодоносія за двома напрямками: централізований – для постійного винесення вологи з поверхні сипкої продукції та створення необхідних умов мікроклімату та локальний – для зворушення та неперервного оновлення шарів сировини при винесенні вологи до поверхні. Така схема зерносховища із активним вентиляванням конвективним потоком холодоносія дає можливість зберегти основні властивості продукції з мінімальними втратами протягом довготривалого терміну. Локальний спосіб охолодження досягається за допомогою спеціальних імпульсних пневмодинамічних барботерів, які розміщуються з двох боків піддона з продукцією, що розміщується насипом, напроти один одного. У результаті взаємодії зустрічних пневмодинамічних хвиль та їх суперпозиції утворюються стоячі хвилі, що переносять кінетичну енергію як у повздовжньому, так і потоків, які в свою чергу зворушують зернову масу. За таких умов зберігання зернової маси практично виключаються злежування та активації небажаних мікробіологічних процесів. Дана система не передбачає застосування достатньо металоемких та енерговитратних механічних засобів зворушення зернової продукції; тому відзначається високою надійністю та конкурентоспроможністю, що було підтверджено результатами впровадження у господарствах. Застосування такого способу дозволяє швидко знизити початкову температуру партії зерна, а тим самим запобігає втратам, які виникають внаслідок у ході процесу зберігання.

Ключові слова: зерносховище, охолодження, зернова маса, зберігання, барботування, зворушення, імпульсний пневмогенератор.

Постановка проблеми

Однією з найбільш важливих умов безпеки будь-якої держави є забезпечення населення якісними продовольчими товарами, що передбачає розвиток технічної бази зберігання і первинної переробки сільськогосподарської продукції. Невелика частина сільськогосподарської продукції безпосередньо надходить від виробника до індивідуального споживача, а значний або переважний її відсоток

підлягає спочатку зберіганню та далі переробці у різних ланках народного господарства. Можна підвищувати врожайність усіх культур і різко збільшувати їхні валові збори, але не одержати потрібного ефекту, якщо на різних етапах просування продуктів до споживача відбудуться більші втрати маси і якості [1, 2, 3].

За даними міжнародних організацій з продовольства і сільського господарства втрати зерна і зернопродуктів при зберіганні через технічні та організаційні причини щорічно становлять 10...15%, дія плісневих грибів додає ще до 50%, а такі біологічні чинники як саморозігрівання продукції з подальшим її ураженням внаслідок перебігу небажаних мікробіологічних процесів можуть збільшити потенційні втрати у десятки разів [4, 5, 6, 7].

Аналіз останніх досліджень

Проаналізувавши роботи Кирпи М. Я., Чурсінова Ю. О., Станкевича Г. М., та багатьох інших дослідників, які вивчають процеси зберігання, що відбувається у ході зберігання, створення обладнання для переробки зерна, таким чином обґрунтовує актуальність розробки та впровадження перспективних зерносховищ у господарствах, які дозволять зберегти початкові показники якості, а можливо і покращати їх у період зберігання з мінімальними втратами [5].

Мета досліджень

Метою дослідження є розробка перспективного зерносховища, яке дозволить зберегти зернову масу та оцінити якість отриманої продукції після зберігання.

Результати досліджень.

Розроблені експериментальні зерносховища (рис. 1) у лабораторних умовах університету, показали, що дана конструкції дозволяє зберегти зернову масу з мінімальними втратами, а саме

зроблена перевірка основних показників якостей зернової маси [1, 8, 9, 10].

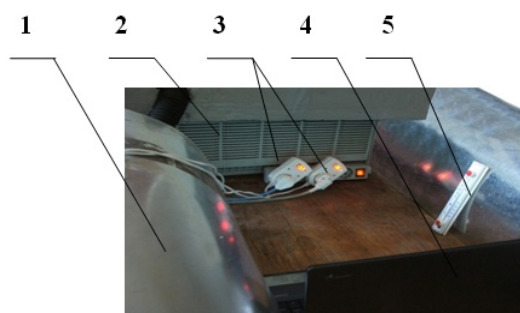


Рис. 1. Експериментальні зерносховища у лабораторії Таврійського державного агротехнологічного університету: 1 – зерносховище з охолодженням; 2 – охолоджувальна установка; 3 – датчики для контролю температури; 4 – термометр; 5 – ноутбук (з програмним забезпеченням, тобто фіксуванням температурного режиму).

У ході експеримента використовували однаковий початковий матеріал, тобто пшениця у цих зерносховищ була закладена з однаковими показниками [11, 12, 13].

В подальшому ці конструкції зерносховища з технічними рекомендаціями були передані у господарства, які розташовані у Запорізькій області. Одне із них представлено на рис. 2. Можемо відмітити, що зерносховища були місткістю 300 т., але ми засипали 200т з урахуванням того, щоб зберегти основні показники якостей.



Рис. 2. Впровадження процесу охолодження у господарство.

Таким чином, пропоную розглянути більш детально ці конструкції. Одним із ефективних засобів нівелювання пошкодження та псування зернової продукції через злежування, мікробіологічне ураження під час зберігання є регулярне зрушення та розпушування сипких мас.

Тому для реалізації останнього, як правило, використовуються механічні знаряддя у вигляді гвинтових, шнекових, лопатевих та інших перемішувачів виконавчих органів. Застосування таких механізмів відзначається простотою та порівняно високою надійністю, проте такі фактори як висока метало- та енергоємність, можливість ураження корозією, необхідність монтування

спеціальної транспортної траси для доступу до різних ділянок місць зберігання зерна часто значно обмежують або унеможливають їх використання.

Високою конкурентоспроможною здатністю у даному аспекті процесів зберігання володіють пневматичні системи зворушення. Такі схеми не передбачають контакту продукції з механічними робочими органами, мають можливість діяти на великі масиви продукції, відзначаються простотою механізації та автоматизації режимів експлуатації та регулювання параметрів технологічної дії. Проте існуючі пневматичні методи розпушування сипких мас є достатньо ефективними у транспортних системах, так як у даних технологічних середовищах спостерігається висока дисипація енергії, що призводить до великих енерговитрат на процес при недостатній ефективності розпушування по шарах продукції.

Підвищити ефективність дії на сипкі дисперсні середовища дозволяють пневмодинамічні системи зі змінним робочим тиском. Відомі такі імпульсні пневмогенератори, що застосовуються для подрібнення твердотільних дисперсних мас або видалення небажаних відкладень на поверхнях виробів. Ефективна руйнівна дія таких машин поєднується з порівняно високими енерговитратами на процес та складністю регулювання робочих режимів.

Розроблений пульсаційний зворушувач зернової маси поєднує позитивні риси представленого вище устаткування. Основними його елементами є піддони 1 (рис.3) для розміщення продукції 3, генератор 2 змінних за тиском імпульсів потоку повітря, колектори 4 для розподілення пневмопотоків до сипкого середовища. Наявність діафрагми 6 та пружних елементів 7 забезпечують періодичне відсікання та ущільнення пневмокамери 5 з нагнітальним контуром вентилятора 2 [14, 15, 16].

Зернова маса розміщується на певній відстані h_0 від підлоги 10, що значно зменшує можливість накопичення вологості нижніми шарами зернової маси. Нижню опорну поверхню піддона рекомендується виконувати дерев'яною з метою поліпшення умов зберігання зерна, а бічні – металевими.

Доцільно розташовувати піддони із зерновою масою паралельно один одному для полегшення доступу розвантажувально-завантажувальних засобів. Рекомендуються такі, розміри піддонів: $l = 5\text{м}$, $b = 2\text{м}$, $h = 0,5 \dots 1,0\text{м}$.

Стиснуте повітря з тиском $P_1 = 0,2 \dots 0,3\text{ МПа}$ при роботі генератора подається до робочої пневмокамери 5, тиск у якій швидко зростає та притискає діафрагму 6 до сидла 8. Швидкість та сила притискання залежить від жорсткості пружних елементів 7 та може регулюватися звичайною натяжною гайкою. При досягненні заданого тиску P_3 діафрагма відходить від сидла та пропускає потік повітря до соплового пристрою на вході до колектора 4. Можна використовувати сопловий пристрій Лавалля для підвищення пневмодинамічної дії на продукцію. Тиск у робочій пневматичній камері у даний момент складає різницю тисків $P_3 - P_2$. Утворений імпульс

потоків повітря формує пневмодинамічну хвилю у дисперсному середовищі за осьовим напрямком. Після вирівнювання тиску пружина повертає діафрагму до кільцевого сидла. Стиснуте повітря подається у робочу пневмокамеру безперервно, що забезпечує циклічність представленого процесу генерації імпульсів тиску.

Проте утворена динамічна хвиля відзначається низькою ефективністю розпушування зернової маси у радіальному напрямі, тому передбачається створювати зустрічні пневматичні хвилі. Оpozитне розташування розроблених імпульсних барботерів (рис. 1) дозволяє завдяки суперпозиції зустрічних хвиль створити стоячу хвилю, яка має змогу передавати енергію у поперечному напрямі відносно спеціальних вузлових точок, що розташовуються на осьовій лінії розповсюдження хвилі.

Розроблена імпульсна пневмодинамічна дії дозволяє ефективно зворушувати зернову масу як у повздовжньому, так і у поперечному напрямках. Координатне розміщення джерел пневматичних потоків по площині та висоті піддонів дає можливість ефективно здійснювати зворушення у великих масивах продукції.

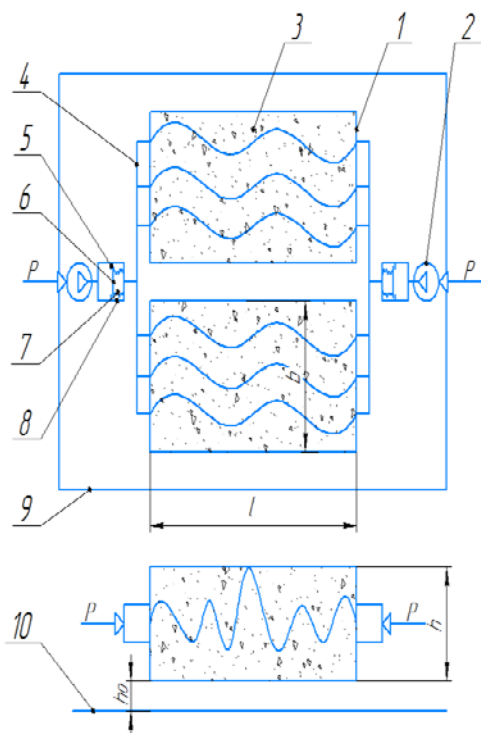


Рис. 3. Схема пульсаційного зворушувача зернової маси: 1 – піддон; 2 – вентилятор; 3 – зерно; 4 – колектор; 5 – регулятор зміни часу; 6 – діафрагма; 7 – пружинні елементи; 8 – кільце; 9 – зерносховище; 10 – підлога.

Проектована система низькотемпературної консервації сипкої продукції у зерносховищах виконували як сукупність двох взаємопов'язаних підсистем (рис. 4) [2, 16, 17, 18]: активного вентилявання конвективним потоком холодоносія для винесення поверхневої вологи та підтримання необхідних умов мікроклімату; імпульсного пневмодинамічного зворушення сипкої маси для

рівелювання злежування, перебігу небажаних мікробіологічних процесів та винесення вологи до поверхневих шарів.

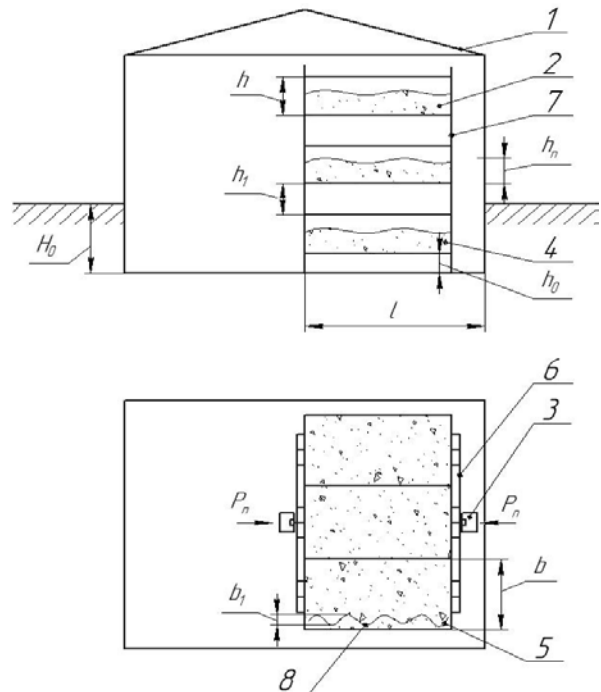


Рис. 4. Схема розташування піддонів з продукцією при зберіганні: 1 – зерносховище; 2 – піддон з продукцією; 3 – імпульсний пневмогенератор (барботер); 4 – зернова маса; 5 – оброблений шар продукції; 6 – колектор; 7 – стійка; 8 – робоча пневмодинамічна хвиля.

Зернову продукцію передбачається зберігати не на підлозі насипом, а на певній відстані від неї для запобігання небажаного зволоження продукції. При цьому розміщення зерна здійснюється у спеціальних піддонах, на торцевих стінках яких опозитно один одному монтуються розроблені пневмоімпульсні генератори або барботери.

Висновки

1. Розроблена конструкція зерносховища (імпульсний пневмодинамічний барботер) дозволяє зберегти зерновому масу у ході процесу, та отримати якісну кінцеву продукцію.
2. Імпульсний пневмодинамічний барботер забезпечує активне зворушення часток сипкого зернового середовища як у повздовжньому, так і в поперечному напрямках за рахунок генерації зустрічних хвильових потоків охолодженого повітря при цьому без використання механічних робочих органів інтенсифікації процесу за достатньо простого та відповідно надійного конструктивного виконання.

Список літератури

1. Кюрчев С. В., Верхованцева В. О. Визначення параметрів оптимізації процесу охолодження зерна.

Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2015. Вип. 163. С. 228–239.

2. Кюрчев С. В., Верхованцева В. А. Конструктивные особенности установки для сушки и охлаждения зерна активным вентилированием. Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. Мелітополь. 2015. Вип. 5. Т. 1. С. 108–113. Режим доступу: <http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/e-index.html>.

3. Кюрчева Л. М., Григоренко О. В., Кюрчев С. В. Технологія переробки та зберігання сільськогосподарської продукції. Мелітополь. ТОВ «Видавничий будинок ММД», 2013. 126 с.

4. Ялпачик В. Ф., Загорко Н. ., Скляр О. Г., Кюрчев С. В., Буденко С. Ф., Верхованцева В. О., Паляничка Н. О., Кюрчева Л. М., Циб В. Г. Обладнання складів. Зберігання зерна і зернопродуктів. Мелітополь. Видавничий будинок Мелітопольської міської друкарні. 2018. 293 с.

5. Чурсінов Ю. О., Черних С. А., Кошулько В. С. Системи та засоби захисту зернових запасів. Дніпропетровськ. ДДАУ. 2009. 313 с.

6. Гвоздєв О. В., Ялпачик Ф. Ю., Рогач Ю. П., Сердюк М. М. Механізація переробної галузі агропромислового комплексу. Київ. Вища освіта. 2006. 479 с.

7. Ялпачик В. Ф., Загорко Н. П., Паляничка Н. О., Буденко С. Ф., Самойчук К. О., Кюрчев С. В., Верхованцева В. О., Олексієнко В. О., Циб В. Г. Технологічне обладнання для переробки продукції рослинництва: Мелітополь. Видавничий будинок Мелітопольської міської друкарні. 2017. 278 с.

8. Ялпачик В. Ф., Кюрчев С. В., Стручаєв М. І., Верхованцева В. О. Дослідження процесу теплообміну при охолодженні шару зерна пшениці. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2015. Вип. 166. С. 50–56.

9. Кюрчев С. В., Верхованцева В. А. Разработка рекомендации по хранению пшеницы в зернохранилище. Праці ТДАТУ. Мелітополь. 2017. Вип. 17. Т. 3. С. 166–173.

10. Кюрчев С. В., Верхованцева В. О., Паляничка Н. О. Візуалізація конструкції зернохранилища та процесу охолодження. Розвиток харчових виробництв, ресторанного та готельного господарств і торгівлі: проблеми, перспективи, ефективність, присвяченої 50-річчю заснування Харківського державного університету харчування та торгівлі: Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції. Харків. 18 травня 2017 року. Тези доповідей. Ч. 1. 2017. С. 258–260.

11. Кюрчев С. В., Леженкін О. М., Кюрчева Л. М., Верхованцева В. О. Застосування процесу охолодження пшениці у технології зберігання зерна. II Міжнародна науково-практична конференція «Інноваційні аспекти розвитку обладнання харчової і готельної індустрії в умовах сучасності» до 85-річчя Таврійського державного агротехнологічного університету та 50-річчя Харківського державного університету харчування та торгівлі 5–7 вересня 2017 року. Харків. С. 65–66.

12. Кюрчев С. В., Верхованцева В. О., Кюрчева Л. М. Процес теплообміну між зернівками та охолоджувальним повітрям у зернохранилищі. XI Міжнародна науково-технічна конференція, Одеса, 21–22 вересня 2017 року. Сучасні проблеми холодильної техніки та технології. С. 228–229.

13. Кюрчев С. В., Кюрчева Л. М., Верхованцева В. О. Перспективний процес зберігання зерна із застосуванням охолодження у зернохранилищі. XVIII Міжнародної наукової конференції присвяченої 117-річчю від дня народження академіка Петра Мефодійовича Василенка «Сучасні проблеми землеробської механіки» 16–18 жовтня 2017 року. Кам'янець-Подільський. С. 141–143.

14. Паламарчук І. П., Кюрчев С. В., Верхованцева В. О. Застосування вібротехнологій у процесах зберігання сільськогосподарської продукції. Матеріали IV міжнародної науково-практичної конференції. 17–18 травня 2018 року. Умань. Імпортозамінні технології вирощування, зберігання і переробки продукції садівництва та рослинництва. С. 113–115.

15. Паламарчук І. П., Кюрчев С. В., Верхованцева В. О. Використання продукта зберігання у виробництві. Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Агроекологічні аспекти виробництва та переробки продукції сільського господарства», 7–8 червня 2018 року. Мелітополь-Кирилівка, 2018. С. 55.

16. Скалецька Л. В., Духовська Т. М., Сеньков А. М. Технологія зберігання і переробки продукції рослинництва. Практикум. Київ. Вища школа. 1994. 330 с.

17. Кюрчев С. В. Процес охолодження у зернохранилищі при зберіганні зернової продукції з подальшою реалізацією у виробництві. Machinery & Energetics. Journal of Production Research. Kyiv. Ukraine. 2018. Vol. 9. № 3. С. 83–90.

18. Pavlo Fedirko, Volodymyr Krol, Serhii Kiurchev Materials science and metalworking: collective monograph. Kraków; Kamianets-Podilskyi, 2017. 355 p.

References

1. Kiurchev, S. V., Verkholtantseva, V. O. (2015). Determination of parameters of optimization of the process of cooling the grain. Bulletin of Kharkiv National Technical University of Agriculture named after. Petr Vasilenko. Kharkiv: KhNTUSG them. Petr Vasilenko, 228–239.

2. Kiurchev, S. V., Verkholtantseva, V. O. (2015). Constructive features of the plant for drying and cooling the grain by active ventilation. Scientific herald of the Taurian State Agrotechnological University [Electronic resource]. Melitopol T. 1, 108–113. Mode of access: <http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/e-index.html>

3. Kiurcheva, L. M., Grigorenko, O. V., Kiurchev S. V. (2013). Technology of processing and storage of agricultural products. Melitopol, LLC Publishing House MMD, 126.

4. Yalpachik, V. F., Zagorko, N. P., Sklyar, O. G., Kiurchev, S. V., Budenko, S. F., Verkholtantseva, V. O.,

Palyanichka, N. O., Kiurcheva, L. M., Tsyb, V. G. (2018). Warehouse equipment Storage of grain and grain products: Melitopol: Publishing house of Melitopol city printing house, 293.

5. *Chursinov, Yu. O., Chernykh, S. A., Koshulko, V. S.* (2009). Systems and means of protection of grain stocks. Dnipropetrovsk. DDAU. 313.

6. *Gvozdev, O. V., Yalpachik, F. Yu., Rogach, Yu. P., Serdyuk, M. M.* (2006). Mechanization of the processing industry of the agro-industrial complex. Kiev. Higher Education. 479.

7. *Yalpachik, V. F., Zagorko, N. P., Palyanichka, N. O., Budenko, S. F., Samoichuk, K. O., Kiurchev, S. V., Verkholtantseva, V. O., Oleksiienko, V. O., Tsib, V. G.* (2017). Technological equipment for processing crop production: Melitopol. Publishing house of Melitopol city printing house, 278.

8. *Yalpachik, V. F., Kiurchev, S. V., Storchayev, M. I., Verkholtantseva, V. O.* (2015). Investigation of the process of heat exchange during cooled layer of wheat grain. Bulletin of Kharkiv National Technical University of Agriculture named after. Petr Vasilenko. Kharkiv: KhNTUSG them. Petr Vasilenko, 166. 50-56.

9. *Kiurchev, S. V., Verkholtantseva, V. O.* (2017). Development of a recommendation on storing wheat in a grain storage facility. The work of TDATU. Melitopol, Issue 17, T. 3. 166-173.

10. *Kiurchev, S. V., Verkholtantseva, V. O., Palyanichka, N. O.* (2017). Visualization of the design of the granary and the cooling process. "Development of Food Production, Restaurant and Hospitality and Trade: Problems, Prospects, Effectiveness" dedicated to the 50th anniversary of the establishment of the Kharkiv State University of Nutrition and Trade: Materials of the International Scientific and Practical Conference, Kharkiv, May 18, Abstracts 1. Scientific Professional Edition. 258-260.

11. *Kiurchev, S. V., Lezhenkin, O. M., Kiurcheva, L. M., Verkholtantseva, V. O.* (2017). Application of the cooling process of wheat in grain storage technology. II International Scientific and Practical Conference "Innovative Aspects of Food and Hotel Industry Development in Contemporary Conditions" to the 85th Anniversary of the Taurian State Agrotechnological University and the 50th Anniversary of the Kharkov State University of Food and Trade 5-7 September. Kharkiv-Melitopol-Kyrylivka Ukraine, 65-66

12. *Kiurchev, S. V., Verkholtantseva, V. O., Kiurcheva, L. M.* (2017). The process of heat exchange between grains and cooling air in a grain storage facility. XI International Scientific and Technical Conference, Odessa, September 21-22, Modern Problems of Refrigeration Technology and Technology. 228-229.

13. *Kiurchev, S. V., Kiurcheva, L. M., Verkholtantseva, V. O.* (2017). A promising grain storage process with cooling in a grain storage facility. XVIII International Scientific Conference devoted to the 117th anniversary of the birth of Academician Petro Vasilenko "Modern Problems of Agricultural Mechanics" October 16-18, Moscow Kamyansky-Podilsky. 141-143.

14. *Palamarchuk, I. P., Kiurchev, S. V., Verkholtantseva, V. O.* (2018). Application of vibrotechnologies in the processes of storage of

agricultural products. Materials of the IV International Scientific and Practical Conference. May 17-18, Uman. Importation-replacing technologies of growing, storing and processing of products of gardening and plant growing. 113-115.

15. *Palamarchuk, I. P., Kiurchev, S. V., Verkholtantseva, V. O.* (2018). Use of the storage product in the production. Materials of the international scientific-practical conference "Agro-ecological aspects of production and processing of agricultural products", June 7-8. Melitopol-Kyrylivka. 55.

16. *Skaletskaya, L. V., Dukhovskaya, T. M., Sen'kov, A. M.* (1994). Technology of storage and processing of crop production. Workshop. Kiev. High school. 330.

17. *Kiurchev, S. V.* (2018). The process of cooling in a grain storage facility for the storage of grain products with subsequent implementation in production. Machinery & Energetics. Journal of Production Research. Kyiv. Ukraine. 2018. Vol. 9. № 3. 83-90.

18. *Pavlo Fedirko, Volodymyr Krol, Serhii Kiurchev* (2017). Materials science and metalworking: collective monograph. Kraków; Kamianets-Podilskyi. 355.

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ЗЕРНОХРАНИЛИЩ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ

С. В. Кюрчев

Аннотация. Разработанная система хранения предусматривает использование конвективного потока хладоносителя по двум направлениям: централизованный - для постоянного вынесения влаги с поверхности сыпучей продукции и создание необходимых условий микроклимата и локальный - для волнения и непрерывного обновления слоев сырья при вынесении влаги к поверхности. Такая схема зернохранилища с активным вентилированием конвективным потоком хладоносителя дает возможность сохранить основные свойства продукции с минимальными потерями в течение длительного срока. Локальный способ охлаждения достигается с помощью специальных импульсных пневмодинамических барботеров, которые размещаются с двух сторон поддона с продукцией, размещается насыпью, напротив друг друга. В результате взаимодействия встречных пневмодинамических волн и их суперпозиции образуются стоячие волны, переносящие кинетическую энергию как в продольном, так и потоков, которые в свою очередь трогают зерновую массу. При таких условиях хранения зерновой массы практически исключаются слеживания и активация нежелательных микробиологических процессов. Данная система не предусматривает применения достаточно металлоемких и энергозатратных механических средств умирления зерновой продукции; поэтому отличается высокой надежностью и конкурентоспособностью, что было подтверждено результатами внедрения в хозяйствах. Применение такого способа позволяет быстро снизить начальную температуру партии зерна, а тем самым

предотвращает потери, которые возникают в результате в ходе процесса хранения

Ключевые слова: зернохранилище, охлаждения, зерновая масса, хранения, барботирования, волнения, импульсный пневмогенератор.

CONSTRUCTIVE FEATURES OF GRAIN STORES WITH COOLING

Kiurchev S. V.

Abstract. The developed storage system involves the use of a convective coolant flow in two directions: centralized - for continuous removal of moisture from the surface of bulk products and the creation of necessary microclimate conditions and local – for excitement and continuous updating of raw materials layers when removing moisture to the surface. Such a granary scheme with active ventilation by the convective flow of the coolant makes it possible to preserve the basic properties of the product with minimal losses over a long period. The local method of cooling is achieved using special pulsed pneumatic single bubblers, which are placed on both sides of the pallet with products, placed in bulk, opposite each other. As a result of the interaction of counterpropagating pneumatic waves and their superposition, standing waves are formed, which transfer kinetic energy both in the longitudinal and in the flows, which in turn touch the grain mass. Under such conditions of storage of the grain mass, the caking and activation of undesirable microbiological processes are practically excluded. This system does not provide for the use of sufficiently metal-consuming and energy-intensive mechanical means of affection of grain products; therefore, it is distinguished by high reliability and competitiveness, which was confirmed by the results of implementation in farms. The use of this method allows you to quickly reduce the initial temperature of the batch of grain, and thereby prevents losses that result from the storage process.

Key words: granary, cooling, grain mass, storage, bubbling, excitement, pulse pneumogenerator.

UDC 631.363

ESTABLISHMENT STRUCTURAL-TECHNOLOGICAL SCHEME OF COLLECTOR OF MILKING MACHINE

Medvedsky O. V.¹, Achkevych O. M.², Ackevych V. I.²

¹Zhytomyr National Agroecological University, Ukraine.

²National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Ukraine.

Corresponding authors: aleksmedvedsky@gmail.com, achkevych@gmail.com, achkevychv@gmail.com.

Article history: Received: September 2018. Received in the revised form: October 2018. Accepted: November 2018.

Bibl. 15, fig. 3, tabl. 1.

Abstract. The design and technological scheme of the two-chamber milking machine collector with a portion air intake, which provides improved transportation of the milk mixture, has been developed. The influence of changes in the volume of the collector's milk chamber and the intensity of milk transfer on the pressure in the rate of sucking is studied. The conditions for improving the transportation of milk to the main milk pipeline with a milk hose from the milking machine collector are substantiated. The influence of the diameter of the throttle hole on the production of a given air flow in the section of the milk chamber of the collector to create the necessary pressure gradient is established.

Key words: collector of milking machine, milk/air mixture, intensity of milk output, throttle hole.

Introduction

The design parameters of milking machines and their operating modes should have a minimum effect on the change in the quality of milk. It is known that in modern milking machines the source of deterioration of milk quality is air that comes to the milk chamber of the collector through the throttle channel of the valve mechanism rod.

Formulation of problem

This is a forced conventional design solution because the intake of air into the collector is primarily needed to improve the transportation of milk to the milk pipeline due to the increase in the pressure gradient.

But when this occurs, fluctuations in the level of vacuum pressure in teat end spaces of the milking cups during the phase sucking.

A non-adapted to the modes of milking the amount of air that comes to the milk chamber, leads to the appearance of milk-air mixture in the milk hose, which worsens not only the quality of milk, but also the conditions of its transportation to the main milk pipeline.

Analysis of recent research results

Transportation of milk from the milking machine to the milk pipeline is accompanied by a vacuum drop due to the intake of atmospheric air and overcoming resistance forces. The main characteristics of the suspended part of the milking machine is the diameter and length of the milk hose. The volume and design of the collector, the location and the diameter of the throttling. The works of scientists [1-8] are aimed at studying the laws of the influence of the diameter of short milk tubes, long milk hose, the volume of the collector and the air intake parameters on the mode of transportation, the health of the animal and, as a result, the quality of milk.

The flow of air into the milk collection chamber of the collector ensures its emptying during the compression phase. The spatial location of the intake air hole in the system "milking cup-collector-milk hose" is not regulated and depends on the structural features of the suspended part of the milking machine. The diameter of the hole is usually within 0.8-1 mm, which provides an air supply speed of 8-10 l / min, which is enough for an effective mode of transportation of milk.

Insufficient air leakage reduces the speed of milk transportation by the milk hose, which leads to excessive pulsation of the vacuum in the collector, to avoid which it is necessary to increase the milking speed to 8.5 m/sec. Taking into account pulsations, in modern two-phase milking machines the average speed of movement of a mixture of milk and air in a flexible pipeline with a diameter of 0.014 m is 0.98-1.26 m/sec. The duration of one pulse (DA-2, ADU-1) is 0.8-0.9 s, and this indicates the presence of pulsation of the milk flow in the hose 2-2.2 m long during its transportation to the height of the milk pipeline 1.7-1.8 m.

Studies [9] found that the optimal mode of transportation would be provided under the condition of two-phase flow rate within 6.4-7.8 m/s, which exceeds the above boundary conditions. In addition, the increase in the speed of transportation of the milk mixture leads to an increase in the influence of air on the quality of milk, the mode of its transportation to the milk pipeline becomes dispersed [9, 10, 11]. Therefore, the decision to increase the efficiency of the process by increasing the speed of milk transportation is doubtful.

Purpose of research

The purpose of research is to improve the quality of milk by improving the design and technological scheme of the milking machine collector and the establishment of rational regime characteristics.

Results of research

Theoretical background and analytical studies make it possible to establish a rational design and technological scheme of the milking machine collector [12, 13] (Fig. 1).

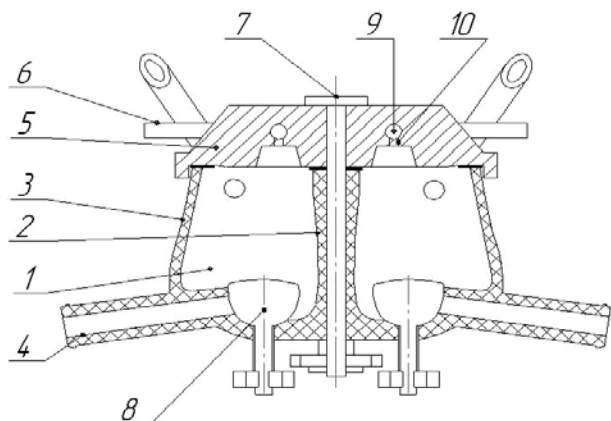


Fig. 1. Designed milk collector of a milking machine: 1 – milk chamber; 2 – dividing wall; 3 – body; 4 – milk branch pipe; 5 – cover with the air distribution chamber; 6 – air pipes to the teat cups; 7 – connecting mechanism; 8 – the valve; 9 – air inlet to pulsator; 10 – throttle opening.

A characteristic structural feature of the collector (Fig. 1) is the presence of two separated by a partition milk collection chambers, each of which is connected to the milk pipeline through a separate milk hose and collects milk from only two milking glasses. In this case, each milk-collecting chamber is connect by calibrated holes with the corresponding distribution chambers of the collector. Due to this solution, the mode of milk transportation will be improve, the pressure in the milk chamber during the sucking stroke is stabilize, and its effective "purge" during the compression phase is ensure.

The principle of operation is as follows. When connecting the milking apparatus to the system vacuum and milk tubing, vacuum pressure at raised shut-off valve 8 is, circulate through the nozzles 4 into the milk collection chambers 1 and to the teat end space milking cups. Simultaneously, through the distribution chamber 5 and the nozzles 9 and 6 of the vacuum pressure from the pulsator spreads to the milking cups, in which the sucking phase should occur. Milk enters one of the sections of the milk chamber 1 and is discharged through the 4 pipe and milk hose to the milk pipeline. In the next phase, the pulsator through the nozzle 9 directs up to a couple of milking cups of atmospheric air. There is a phase of compression, stops sucking milk from the nipples. At this moment, the atmospheric air through the calibrated hole 10 enters the to the milk chamber. An additional increase in pressure will be created, which will improve the mode of movement of the milk-air mixture to the milk pipeline. During the

compression phase of one pair of milking cup in the other pair, the sucking phase occurs.

The described mode of operation of the developed collector will eliminate the causes accompanying the pulsation of the milk flow, dispersion of fat particles and, accordingly, the deterioration of its quality.

To improve the transporting properties of the developed collector to the milk chamber during the compression phase must enter the air with atmospheric pressure. The duration of filling the air of the milk chamber of the collector depends on its volume, the diameter of the throttle hole and the pressure at the beginning of the phase on both sides of the opening.

Thus, for a certain period dt to the milk chamber of the collector through the air hole will enter the air volume of the V_{nk} with intensity Q_n , which will cause a change in pressure on the dp . Let's make a differential equation of material balance:

$$Q_n p dt = V_{nk} dp,$$

where p is the variable pressure value over dt , kPa;

Q_n - intensity of air intake through the throttle, m^3/s ;

V_{nk} is the volume occupying air and causes a change in pressure on dp , m^3 .

Divide variables and integrate the resulting equation:

$$\frac{dp}{p} = \frac{Q_n}{V_{nk}} dt,$$

Under initial conditions $t = t_0 = 0$, become $C_2 = 0$, we perform the potentiation:

$$p = e^{\frac{Q_n \cdot t}{V_{nk}}} \cdot e^{\ln C_1},$$

$$e^{\ln C_1} = C_1 = p_n,$$

For $t = t_0 = 0$, the equality $p = p_n$ is executed, then. Where p_n is the initial pressure in the collector milk chamber, respectively, is

$$p_n = \Delta p + p_k, \text{ kPa.}$$

The solution of equation (2) will look (Fig. 2):

$$p_{nk} = p_n \cdot e^{\frac{Q_n \cdot t_{cr}}{V_{nk}}},$$

where p_{nk} is the pressure in the collector chamber after the compression tact, kPa; t_{cr} is the duration of the compression tact, s.

The air entering to the milk chamber of the collector occupies the entire free volume (V_{nk}) and provided the presence or absence of milk in milk collections is carried out the equality $V_{nk} = V_k$ or $V_{nk} = V_n$. However, regardless of the volume V_{nk} , the pressure increases with the increase in the air supply (Fig. 2). Moreover, a lower level of pressure is observe in collectors with a large free volume, regardless of the air supply intensity (Q_n). The higher initial pressure (p_n) is characterize by a higher pressure (p_{nk}) at the end of the compression tact, in accordance with equation (5).

The amount of air entering the dairy chamber of the collector during the compression tact depends on the driving pressure difference between the distribution and dairy chambers of the collector. In accordance with the Bernoulli equation [14, 15] for a gas medium, we can write:

$$\frac{\rho_p v_p^2}{2} = p_p - p_n,$$

where ρ_p – air density at pressure p_p , kg/m^3 ;

p_p – air pressure in the collector chamber during the compression tact, kPa;

v_n – air speed in the outlet section of the throttle, m/s.

Without taking into account the influence of friction on the change of airflow velocity in the initial section, we write:

$$v_n = \sqrt{\frac{2(p_p - p_n)}{\rho_p}}.$$

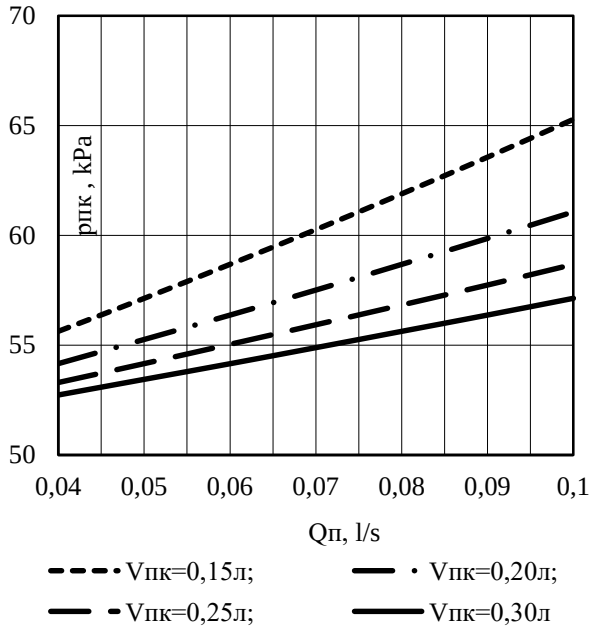


Fig. 2. The dependence of the pressure value (p_{nk}) at the end of the compression stroke on the air supply intensity (Q_n) and the volume of the air occupied (V_{nk}) in the collector chamber of the collector, under the initial pressure $p_n = 50$ kPa and the constant duration of the $t_{cr} = \text{const}$.

It is known that during the compression tact in the collector chamber the pressure is equal to atmospheric, that is, $p_p = p_{\text{atm}}$. The pressure in the dairy chamber (p_n) can be established using the Boyle-Mariotte law:

$$p_n = \frac{p_k V_k}{V_n} = \frac{p_k V_k}{V_k - V_{mc}} = \frac{p_k V_k}{V_k - \frac{1}{2}(Q_m - Q_m e^{-t_c})t_{cc}},$$

where V_{mc} – the volume of milk in the milk chamber of the collector during the suction stroke, m^3 ;

t_c – time coordinate of sucking tact (takes values from 0 s to t_{cc}), s.

The coefficient $\frac{1}{2}$ in equation (8) is determined by the design of the developed two-section milk chamber of the collector (see Figure 1). To each part, only milk comes from two milking cups with a pairwise milking, and the minus value of the time coordinate of the sucking time indicates a constant continuous flow of milk through the outlet duct. Thus, the pressure p_n has a variable amount during the sucking tact (Fig. 3) and depends on the degree of filling of milk from the dairy chamber of the collector.

With the increase in the volume of the collection collector chamber (V_k), the pressure (p_n) at the end of the sucking cycle is reduced (Fig. 3), regardless of the intensity of milk yield (Q_m). However, regardless of the volume of

the collector chamber of the collector (V_k), the pressure p_n increases with an increase in the intensity of milk yield (Q_m). This can be explained by the change in the volume of milk in the milk chamber of the collector. So, at the intensity of milk yield from 0.005 to 0.04 l/s, the volume free of milk increases by 50.4-53.6% with an increase in the volume of the milk chamber of the collector from 0.08 to 0.16 liters. In the second case, regardless of the volume of the collector chamber of the collector, the volume occupied by milk increases to 87.5% with an increase in the intensity of milk yield from 0.005 to 0.04 l/s.

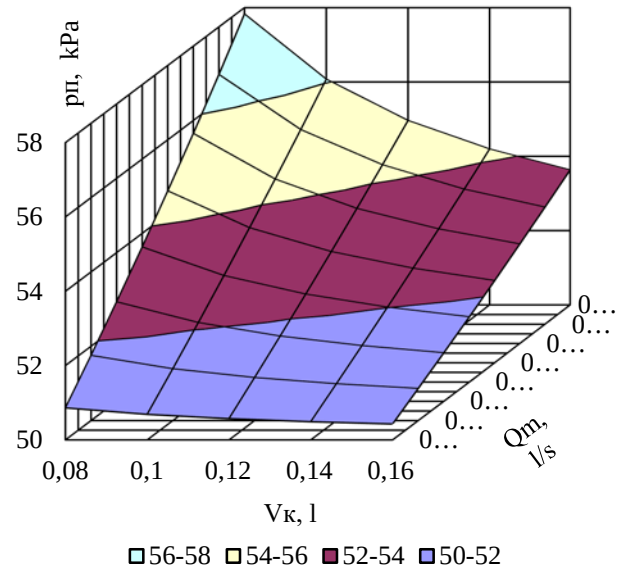


Fig. 3. The dependence of the pressure value (p_n) at the end of the sucking tact on the milk yield intensity (Q_m) and the volume of the milk collector chamber of the collector (V_k), under the initial pressure $p_k = 50$ kPa and the duration of sucking $t_{ss} = 0.6$ s.

Assume that the airflow (G_n) to the volume of the collector's milk chamber, through the throttle, is constant. Then, taking into account the state of the gas equation for Clapeyron, we determine the mass of the partial volume of air:

$$m_{nn} = \frac{p_{nk} V_{nn}}{RT},$$

where m_{nn} – the mass of air in volume V_{nn} , kg;

V_{nn} – partial volume of air with pressure p_{nk} , m^3 ;

R – specific gas has become, for air $R = 287,1$ j/ kg $\times$ K;

T – absolute temperature of air, K.

In turn, the partial mass of air (m_{nn}) entering the dairy chamber of the collector during the compression tact (t_{cm}) can be established using the equation:

$$m_{nn} = G_n t_{cr} = Q_n \rho_p t_{cr},$$

where G_n – mass flow of air, kg/s.

Equate (9) and (10) and separate the volume of air (V_{nn}) in milk free from the volume of the collector's milk chamber:

$$V_{nn} = \frac{RT \rho_p Q_n t_{cr}}{p_{nk}}.$$

Taking into account the equation of continuity of the flow of a continuous medium, we write:

$$v_n S_d = \frac{V_{nm}}{t_{ct}} \Rightarrow V_{nm} = v_n \frac{\pi d^2}{4} t_{ct},$$

where S_d – section area of the throttle, m^2 ;

d – diameter of the throttle, m .

Equate (11) and (12) and select the diameter of the throttle (d):

$$v_n \frac{\pi d^2}{4} t_{ct} = \frac{RTQ_n \rho_p t_{ct}}{p_{nk}}, \quad d^2 = \frac{4Q_n RT \rho_p t_{ct}}{\pi v_n t_{ct} p_{nk}},$$

Since $RT\rho_p = p_p$, then equation (14) will take the form:

$$d = 2 \sqrt{\frac{Q_n p_p}{\pi v_n p_{nk}}}.$$

Thus, the diameter of the throttle (Fig. 4, 5) depends on the initial and final levels of pressure of the corresponding cycles and the intensity of milk yield and airflow velocity.

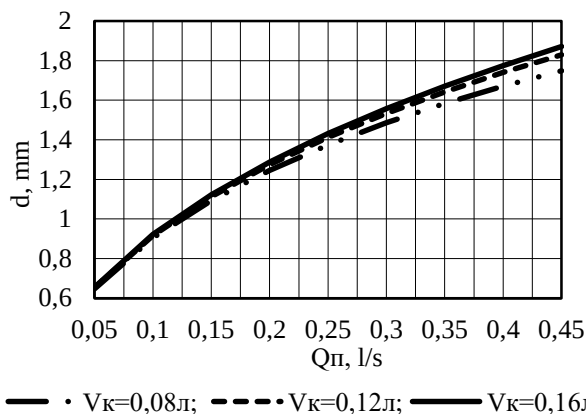


Fig. 4. Dependence of the diameter of the throttle (d) on the air supply intensity (Q_n) and the volume of the section of the collector chamber (V_k). Under the condition of the intensity of milk yield $Q_M = 0.03$ l/s and the values of the initial pressure $p_k = 50$ kPa and the duration of cycles sucking $t_c = 0.6$ s and compression $t_{ct} = 0.4$ s.

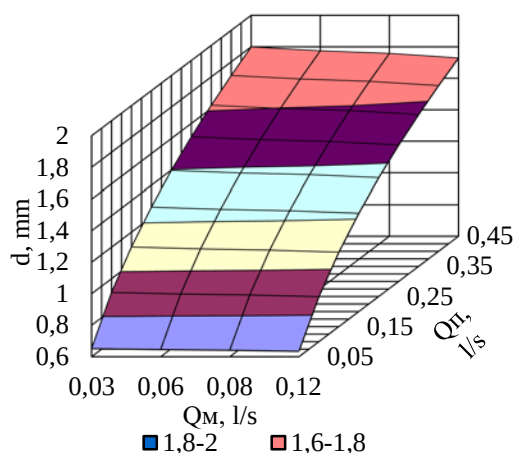


Fig. 5. Dependence of the diameter of the throttle (d) on the air supply intensity (Q_n) and the intensity of milk yield (Q_M). Provided the volume of the section of the milk collector chamber of the collector $V_k = 0.10$ l, the values of the initial pressure $p_k = 50$ kPa and the duration of sucking times $t_{cc} = 0.6$ s and compression $t_{ct} = 0.4$ s.

When increasing the supply of air (Q_n) to the section of the collector (V_k), it is necessary to increase the diameter of the throttle (Fig. 4). This is explained by the fact that at constant air velocity, which is regulated by a constant pressure difference ($p_p - p_n$) within the given volume of the dairy chamber, it is necessary to increase the volume of air (V_{nm}) in the milk-free volume to ensure the installation the given pressure value at the end of the compression tact (p_{nk}).

If the volume of the collector's milk chamber (V_k) is increased, the diameter of the throttle must be increased within the given air supply (Fig. 4). This can be explained by an increase in milk-free volume (V_{nk}) with a constant intensity of milk yield (Q_M).

With the increase in the air supply intensity (Q_n), the diameter of the throttle (Fig. 5) increases for a minimum (1.15 mm) and a maximum (1.09 mm) milk yield intensity (Q_M). This is due to the need to increase the pressure at the end of the compression tact (p_{nk}) with its unchanged duration ($t_{ct} = 0.4$ s).

A slight decrease (by 2.7-3.9%) of the diameter of the throttle when the intensity of the milk yield is increased from 0.03 to 0.12 l/s within the fixed air supply intensity (Q_n). It is can be explained by the decrease of the free space of milk (V_{nk}) the milk chamber of the collector (Fig. 5) and, accordingly, the higher level of pressure (p_n) at the end of the sucking tact.

Conclusion

Consequently, the diameter of the throttling hole significantly influences the flow of air to the section of the dairy chamber of the collector to create the necessary pressure gradient to improve the conditions for milk transport to the main milk pipe with a milk hose.

References

1. Rasmussen, M. D., Madsen, N. P. (2000). Effects of milking vacuum, pulsator inline vacuum, and cluster weight on milk yield, teat condition, and udder health. *Journal of Dairy Science*. Vol. 83. № 1. 77-84.
2. Petunin, A., Burkot, N. (2009). Selection of the type of milking glasses. *Operation and maintenance*. No 4. 28-30.
3. Dmitrov, V. T. (2007). On the theory of movement of milk and air mixture in a milking machine. *Visnyk of Lviv State Agrarian University: Agroengineering research*. No 11. 124-130.
4. Jabbar, M. (2010). Said The effect of tube length and ways of sucking on the vacuum level in a milking machine. *The Iraqi journal of Agricultural Sciences*-38 (2). 91-96.
5. O'Callaghan, E. J. (2004). Effect of the design of a milking unit on vacuum variations during simulated milking. *Irish Journal of Agricultural and Food Research*. No 43. 237-245.
6. O'Callaghan, E. J., Murphy, P. M. (2009). A study of factors affecting the efficiency of milking operations. *Teagasc, Dairy Production Research Center Ireland*. 1-8.

7. O'Callaghan, E. J., Gleeson, D. E. (2004). A note on the effects of the teat-end vacuum on milking characteristics. *Irish Journal of Agricultural and Food Research*. 43. 265-269.
8. S. Rose-Meierhöfer, A. B. Müller, L. Mittmann, S. Demba, A.-Ch. Entorf, G. Hoffmann, C. Ammon, H.-J. Rudovsky, R. Brunsch. (2014). Effects of quarter individual and conventional milking systems on infancy condition. *Preventive Veterinary Medicine*. Vol. 113, Issue 4. 556-564.
9. Fenenko, A. I. (2014). Biotechnical system of milk production. Theory and practice. Monograph. Ed. acad. NAAN Adamchuk V. V. Nezhin. Published by PE Lysenko. 192.
10. Besier, J., Bruckmaier, R. (2016). Vacuum levels and milk-flow-dependent vacuum drops affect machine milking performance and teat condition in dairy cows. *Journal of Dairy Science*. Vol. 99, Issue 4. 3096-3102.
11. Bessera, J., Lindb, O., Bruckmaier, R. (2016). Dynamics of the teat-end vacuum during the machine milking: types, causes and impacts on infectious condition and udder health - a literature review. *Journal of Applied Animal Research*. Vol. 44. No 1. 263-272.
12. Achkevich, V. I., Tkach, V. V., Fenenko, A. I. (2011). A01J7/00 Patent for Utility Model 63894, Ukraine. Collector of milking machine. Applicant and patent holder National Science Center "Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture". u200711601; stated. March 21, 2011; has published 01/25/2008, Bul. No 6.
13. Achkevich, V. I., Fenenko, A. I., Drigo, V. O. (2008). A01J7 / 00 Patent for utility model 66812, Ukraine. Collector of milking machine. Applicant and patent holder National Science Center "Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture". u200711602; stated. 22.10.2007; has published 01.25.2008. Bul. No 6.
14. Fenenko, A. I. (1999). The operating characteristics of actuators for a new generation of milking plants. Sb. sciences Lviv State Agrarian University. Agroengineering research. № 3. 18-26.
15. Frolov, E. S., Minaychev, V. Ye., Aleksandrov, A. T. (1992). Vacuum technology: reference book. Ed. E. S. Frolova, V. Ye. Minaycheva. Moscow. Mashinostroenie. 480.
- Journal of Agricultural and Food Research. 2004. No 43. P. 237-245.
6. O'Callaghan E. J., Murphy P. M. A study of factors affecting the efficiency of milking operations. Teagasc, Dairy Production Research Center Ireland. 2009. P. 1-8.
7. O'Callaghan E. J., Gleeson D. E. A note on the effects of the teat-end vacuum on milking characteristics. *Irish Journal of Agricultural and Food Research*. 2004. 43. P. 265-269.
8. S. Rose-Meierhöfer A. B. Müller, L. Mittmann, S. Demba, A.-Ch. Entorf, G. Hoffmann, C. Ammon, H.-J. Rudovsky, R. Brunsch. Effects of quarter individual and conventional milking systems on infancy condition. *Preventive Veterinary Medicine*. 2014. Vol. 113, Issue 4. P. 556-564.
9. Fenenko A. I. Biotechnical system of milk production. Theory and practice. Monograph. Ed. acad. NAAN Adamchuk V. V. Nezhin. Published by PE Lysenko. 2014. 192 p.
10. Besier J., Bruckmaier R. Vacuum levels and milk-flow-dependent vacuum drops affect machine milking performance and teat condition in dairy cows. *Journal of Dairy Science*. 2016. Vol. 99, Issue 4. P. 3096-3102.
11. Bessera J., Lindb O., Bruckmaier R. Dynamics of the teat-end vacuum during the machine milking: types, causes and impacts on infectious condition and udder health - a literature review. *Journal of Applied Animal Research*. 2016. Vol. 44. No 1. P. 263-272.
12. Achkevich V. I., Tkach V. V., Fenenko A. I. A01J7/00 Patent for Utility Model 63894, Ukraine. Collector of milking machine. Applicant and patent holder National Science Center "Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture". u200711601; stated. March 21, 2011; has published 01/25/2008, 2011. Bul. No 6.
13. Achkevich V. I., Fenenko A. I., Drigo V. O. A01J7 / 00 Patent for utility model 66812, Ukraine. Collector of milking machine. Applicant and patent holder National Science Center "Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture". u200711602; stated. 22.10.2007; has published 01.25.2008. 2008. Bul. No 6.
14. Fenenko A. I. The operating characteristics of actuators for a new generation of milking plants. Sb. sciences Lviv State Agrarian University. Agroengineering research. 1999. № 3. 18-26.
15. Frolov E. S., Minaychev V. Ye., Aleksandrov A. T. Vacuum technology: reference book. Ed. E. S. Frolova, V. Ye. Minaycheva. Moscow. Mashinostroenie. 1992. 480.

Список літератури

1. Rasmussen M. D., Madsen N. P. Effects of milking vacuum, pulsator inline vacuum, and cluster weight on milk yield, teat condition, and udder health. *Journal of Dairy Science*. 2000. Vol. 83. № 1. P. 77-84.
2. Petunin A., Burkot N. Selection of the type of milking glasses. Operation and maintenance. 2009. No 4. P. 28-30.
3. Dmitrov V. T. On the theory of movement of milk and air mixture in a milking machine. *Visnyk of Lviv State Agrarian University: Agroengineering research*. 2007. No 11. P. 124-130.
4. Jabbar M. Said The effect of tube length and ways of sucking on the vacuum level in a milking machine. *The Iraqi journal of Agricultural Sciences*-38 (2). 2010. P. 91-96.
5. O'Callaghan E. J. Effect of the design of a milking unit on vacuum variations during simulated milking. *Irish*

СТВОРЕННЯ СТРУКТУРНО-ТЕХНОЛОГІЧНА СХЕМА КОЛЕКТОРА ДОЇЛЬНОГО АПАРАТА

О. В. Медведський, О. М. Ачкєвич, В. І. Ачкєвич

Анотація. В статті розглянута конструкція і технологічна схема двокамерного доїльного апарату колектора з частиною повітрязабірника, який забезпечує поліпшене транспортування молочної суміші. Також представлений вплив зміни обсягу молочної камери колектора та інтенсивність передачі молока на тиск у такті смоктання. Обґрунтовано умови для поліпшення транспортування молока до магістрального трубопроводу з молокошлангу від доїльного колектора машина. Також розглянуто вплив діаметра отвору дросельної заслінки на виробництво

заданої витрати повітря в розділі молококамери колектора, щоб створити необхідний градієнт тиску.

Ключові слова: колектор доїльного апарата, молоко-повітряна суміш, інтенсивність виробництва молока, отвір дроселя.

СОЗДАНИЕ СТРУКТУРНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ СХЕМА КОЛЛЕКТОРА ДОИЛЬНОГО АППАРАТА

А. В. Медведский, О. Н. Ачкевич, В. И. Ачкевич

Аннотация. В статье рассмотрена конструкция и технологическая схема двухкамерного доильного аппарата колектора с частью воздухозаборника, который обеспечивает улучшенное транспортировки молочной смеси. Также представлено влияние изменения объема молочной камеры колектора и интенсивность передачи молока на давление в такте сосания. Обоснованы условия для улучшения транспортировки молока до магистрального трубопровода с молокошлангу от доильного колектора машина. Также рассмотрено влияние диаметра отверстия дроссельной заслонки на производство заданного расхода воздуха в разделе молококамеры колектора, чтобы создать необходимый градиент давления.

Ключевые слова: колектор доильного апарата, молоко-воздушная смесь, интенсивность производства молока, отверстие дросселя.

УДК 621.01.004

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ВИНИКНЕННЯ ВІБРОУДАРНОГО ІМПУЛЬСУ В ЦИЛІНДРО-ПОРШНЕВІЙ ГРУПІ ДВИГУНІВ МАШИН ДЛЯ ЛІСОТЕХНІЧНИХ РОБІТ

Л. Л. Тітова

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Кореспонденція автора: ludmylkatitova@gmail.com.

Історія статті: отримано – вересень 2018, акцентовано – листопад 2018.

Бібл. 17, рис. 2, табл. 0.

Анотація. Енергетичним засобом лісогосподарської техніки є дизельний двигун внутрішнього згорання, який в значній мірі визначає надійність всієї машини. Надійність двигуна являється основним показником техніко-економічної ефективності. Підвищення моторесурсу двигуна при високій безвідмовності майже рівноцінно збільшенню їх випуску заводами. В зв'язку з цим неабиякого значення набуває скорочення експлуатаційних витрат, пов'язаних з передчасним ремонтом дизелів.

Багатьма дослідниками встановлено, що дизельні двигуни, які поступають в капітальний ремонт на спеціалізовані ремонтні підприємства, мають значний залишковий ресурс, при цьому значення багатьох ресурсних параметрів знаходиться у допустимих межах.

Ключові слова: модель, вібрація, імпульс, двигун, машина для лісотехнічних робіт.

Постановка проблеми

На сучасному етапі розвитку лісогосподарського виробництва України намітилась тенденція широкого впровадження техніки нового покоління, принципово нових технологій, які забезпечують найбільшу продуктивність і ефективність використання. З кожним роком зростає парк лісогосподарської техніки, ускладнюється їх будова, різко зростають продуктивність та енергонасиченість.

Аналіз останніх досліджень

Машина для лісотехнічних робіт, в парку лісогосподарської техніки являються найбільш енергонасиченими машинами [1]. Це накладає велику відповідальність на інженерно-технічну службу господарств по організації їх високопродуктивного використання [2]. До мінімуму повинні бути зведені простої із-за поломок [3], неправильної експлуатації, передчасного спрацювання деталей та інших причин [4]. Тобто, рівень технічного обслуговування такої складної техніки повинен бути достатньо високим на всіх стадіях використання [5]. Однак, усунення відмов

і пов'язані з цим простої наносять значні матеріальні збитки господарствам [6].

Ефективність використання збиральних агрегатів і комплексів напряму залежить від їх надійності [7, 8].

Енергетичним засобом лісогосподарської техніки є дизельний двигун внутрішнього згорання, який в значній мірі визначає надійність всієї машини [9, 10]. Надійність двигуна являється основним показником техніко-економічної ефективності [11, 12]. Підвищення моторесурсу двигуна при високій безвідмовності майже рівноцінно збільшенню їх випуску заводами [13]. В зв'язку з цим неабиякого значення набуває скорочення експлуатаційних витрат, пов'язаних з передчасним ремонтом дизелів [14].

Багатьма дослідженнями [15, 16, 17] встановлено, що дизельні двигуни, які поступають в капітальний ремонт на спеціалізовані ремонтні підприємства, мають значний залишковий ресурс, при цьому значення багатьох ресурсних параметрів знаходиться у допустимих межах.

Мета досліджень

Мета полягає в підвищенні надійності двигуна шляхом удосконалення методу діагностування ЦППГ за параметрами ударних імпульсів, виділених в резонансній зоні ультразвукового діапазону (на прикладі дизельного двигуна лісогосподарської техніки).

Результати досліджень

Оптимальне вирішення завдань віброакустичного діагностування дизельних двигунів, може бути отримане тільки в результаті аналізу множини W станів, у яких вони можуть перебувати в період експлуатації. В числі деталей, стан яких визначає необхідність відправлення двигуна в капітальний ремонт, значне місце 63% посідає циліндро-поршнева група (ЦППГ). Безрозбірне визначення зазору в з'єднанні "поршень-гільза" є одним з найбільш важливих завдань при діагностуванні двигуна.

Раціональний вибір діагностичних ознак, тобто характеру коливальних процесів, які супроводжують

роботу двигуна, в значній мірі визначає вирішення задач віброакустичного діагностування.

Побудова алгоритмів розпізнавання технічного стану в діагностиці суттєво спрощується завдяки побудові математичної моделі, яка б описувала зв'язок між множиною діагностичних ознак. При цьому не має суттєвого значення, у якій формі подано цей зв'язок.

Характер виникнення коливальних процесів у ДВЗ своєрідний. Відмінною особливістю його є імпульсний характер збудження, викликаний великою швидкістю наростання тиску в камері згорання, ударами при перекладці поршнів в зазорах, процесами впорскування палива та випуском відпрацьованих газів.

Наявність зазору ЦПГ (рис. 1), а також діючі на поршень періодично змінні навантаження обумовлюють бокові переміщення поршня, які супроводжуються ударами останнього об гільзу. Дана властивість може бути використана при побудові математичної моделі радіального руху поршня і, як наслідок визначення технічного стану з'єднання.

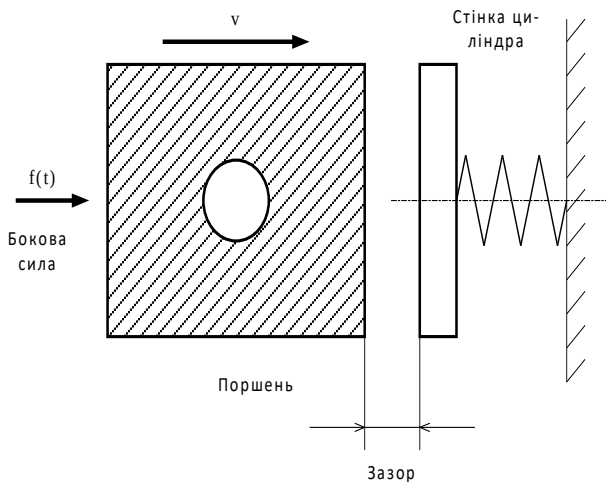


Рис. 1. Схематичне зображення моделі виникнення віброударного посилення в циліндро-поршневій групі.

В працюючому двигуні розрізняють три види фізичних процесів: рух його деталей; взаємний обмін енергією з навколишнім середовищем; спрацювання деталей. Діагностування має відношення до всіх цих процесів. Спрацювання деталей змінює стан механізму, визначення якого і складає задачу діагностування. Процеси взаємодії механізму з навколишнім середовищем можна вважати діагностичним сигналом. І, як наслідок, завдяки руху механізму встановлюється зв'язок між станом його деталей і діагностичним сигналом.

У силу кінематики роботи повзунів, в поршневій групі дизельних двигунів відбувається перекладка поршня з одного боку гільзи на інший (рис. 1). Наявність зазору між поршнем і направляючою циліндра підсилює це явище. Перекладка проходить при зміні напрямку рівнодіючої бокової сили N . Закономірності радіального руху поршня в циліндрі розглядалися в роботах. Найбільш інтенсивний удар поршня об гільзу виникає поблизу верхньої мертвої точки на такті розширення, так як величина сили N

(рис. 2) має тут найбільше значення. Удар в цьому випадку направлений у бік, протилежний обертанню колінчастого валу.

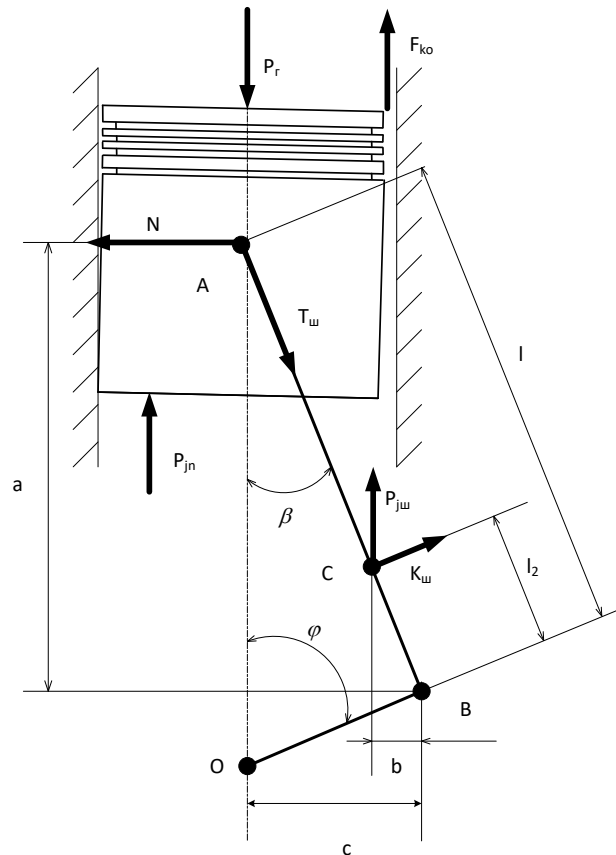


Рис. 2. Розрахункова схема сил, які діють на кривошипно-шатунний механізм.

Величина бокової сили N , може бути визначена за виразом [3]:

$$N = (P_e \pm P_j) \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (1)$$

де P_e – сила тиску газів на поршень, діюча по осі циліндра;

P_j – сила інерції мас, що рухаються поступально;

β – кут нахилу шатуна.

Силу газів можна визначити користуючись залежністю:

$$P_e = (p_e - p_0) \cdot F_n, \quad (2)$$

де p_e – тиск газів в циліндрі визначений за індикаторною діаграмою;

p_0 – тиск у картері двигуна. (приймається рівним тиску навколишнього середовища);

F_n – площа поршня.

Однак залежність (1) не в повній мірі враховує всі складові результуючої сили. Зокрема потребує уточненого врахування сила інерції шатуна, яка впливає на закономірності перекладки в зазорі між поршнем і гільзою.

За характером руху мас, деталі кривошипно-шатунного механізму можна розділити на:

– масу, яка рухається зворотно-поступально (поршнева група і верхня головка шатуна);

– масу, яка здійснює обертальний рух (колінчастий вал і нижня головка шатуна);

– масу, яка здійснює складний плоско-паралельний рух (стержень шатуна).

Для визначення результуючої сили N розглянемо шатун (рис. 2) як систему трьох матеріальних точок з масами m_1, m_2, m_3 .

Побудова математичної моделі системи, що динамічно відповідає дійсності, вимагає дотримання наступних вимог:

– сума всіх приведених мас повинна дорівнювати масі реального шатуна;

– загальний центр ваги всіх мас, що замінюють реальний шатун, повинен співпадати з центром ваги шатуна і рухатись за законом руху цього центру;

– сума моментів інерції всіх мас відносно осі, що проходить через центр ваги шатуна, повинна бути рівною моменту інерції маси шатуна I_c відносно тієї ж осі;

– кутове прискорення приведеної системи в обертальному русі по відношенню до її центра ваги, повинна дорівнювати кутовому прискоренню шатуна при тому ж русі.

Повністю умови приведення, необхідні для отримання математичної моделі системи, рівнозначній в динамічному відношенні системі шатуна, будуть мати наступний вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_{iu} = \frac{G_{iu}}{g} = m_1 + m_2 + m_3; \\ m_1 \cdot l_1 = m_2 \cdot (l - l_1); \\ J_c = m_1 \cdot l_1^2 + m_2 \cdot (l - l_1)^2; \end{array} \right. \quad (3)$$

Четверта умова також виконується так, як пряма АСВ, що проходить через точки в яких сконцентровані маси m_1, m_2, m_3 , співпадає з віссю шатуна.

Вирішивши приведену вище систему рівнянь, отримаємо:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1 = \frac{G_1}{g} = \frac{J_c}{l_1 \cdot l}; \\ m_2 = \frac{G_2}{g} = \frac{J_c}{(l - l_1) \cdot l}; \\ m_3 = \frac{G_3}{g} = m_{iu} - \frac{J_c}{(l - l_1) \cdot l} - \frac{J_c}{l_1 \cdot l}; \end{array} \right. \quad (4)$$

де G_{iu}, G_1, G_2, G_3 – відповідно вага шатуна і його частин;
 l, l_1 – відповідно загальна довжина шатуна та довжина від центру мас до його верхньої головки ($l_2 = l - l_1$);

m_{iu}, m_1, m_2, m_3 – відповідно маси шатуна та частин.

Маса m_1 шатуна сконцентрована в точці А і рухається зворотно-поступально упродовж осі циліндру; маса m_2 сконцентрована в точці С і здійснює обертальний рух відносно осі колінчастого валу; маса m_3 шатуна віднесена до його центру мас і здійснює складний рух; m_{iu} – загальна маса шатуна.

Сили інерції шатуна приведені відносно його центру мас (точка С) до головного моменту сил інерції і результуючої сили інерції, розкладеної за відповідними осями.

З рівняння моментів активних сил та сил інерції відносно точки В отримаємо вираз для визначення нормальної сили N :

$$N = \frac{-P_{in} \cdot b - P_{iu} \cdot c - K_{iu} \cdot l_2 + P_c \cdot b - F_{ko} \cdot b}{a}, \quad (5)$$

де P_{in} – сила інерції зворотно-поступального руху поршня;

b – відстань від проекції на ось x центру мас шатуна до точки С;

P_{iu} – сила інерції маси m_3 шатуна діючої паралельно осі циліндра;

c – проекція кривошипа на вісь x ;

K_{iu} – дотична сила інерції маси m_3 шатуна прикладеної до його центру ваги і діюча перпендикулярно осі;

F_{ko} – сила тертя кілець об дзеркало гільзи циліндрів.

Силу інерції зворотно-поступального руху поршня виражають:

$$P_{in} = -(m_n + m_1) \cdot j = -(m_n + m_1) \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \left(\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos(\beta)} + \lambda \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\cos^3(\beta)} \right), \quad (6)$$

де m_n – маса поршня;

j – прискорення зворотно-поступального руху поршня;

φ – кут нахилу кривошипа;

r – радіус кривошипа;

λ – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна.

Силу інерції P_{iu} визначають користуючись залежністю:

$$P_{ju} = -m_3 \cdot j = -m_3 \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \left(\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos(\beta)} + \lambda \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\cos^3 \beta} \right), \quad (7)$$

де ω – кутова швидкість обертання колінчастого валу двигуна.

Масу m_3 та силу інерції K_{iu} , викликану цією масою, визначають за формулами:

$$m_3 = m_{iu} - (m_1 + m_2), \quad (9)$$

$$K_{iu} = -m_3 \cdot \varepsilon_{iu} \cdot l_1, \quad (10)$$

де ε_{iu} – кутове прискорення качання шатуна.

Кутове прискорення качання шатуна описується рівнянням:

$$\varepsilon_{iu} = \lambda \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi \cdot \frac{\lambda^2 - 1}{(1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi)^{\frac{3}{2}}}, \quad (11)$$

Сила тертя кілець об дзеркало гільзи F_{ko} значною мірою залежить від технічного стану кілець та гільзи циліндрів, а також від якості роботи системи мащення двигуна та швидкісного режиму. На основі кінематичних і конструктивних співвідношень дану силу можна визначити за залежністю:

$$F_{ko} = \pi \cdot D \cdot f \cdot P_{uk} \cdot (h_1 \cdot i_k + \xi \cdot h_2 \cdot i_m), \quad (12)$$

і відповідно

$$\xi = \frac{P_{uk}}{P_{um}}, \quad (13)$$

де D – діаметр циліндра;

f – динамічний коефіцієнт тертя;

P_{uk} – сила жорсткості компресійного кільця;

P_{um} – сила жорсткості маслоз'ємного кільця;

h_1 – висота компресійного кільця;

h_2 – висота маслоз'ємного кільця;

i_k, i_m – відповідно кількість компресійних та маслоз'ємних кілець.

У процесі зношування і зниженні жорсткості поршневих кілець їх сила тертя об дзеркало циліндра зменшується. В результаті цього перекидання поршня і удар його об гільзу буде проходити при меншому значенні бокової сили N та з деяким випередженням фази, чим при кільцях з початковим технічним станом.

Підставивши формули (4)–(10), в (5) та зробивши відповідні перетворення отримаємо формулу для визначення сили N у функції від кута нахилу шатуна:

$$N = \left[\begin{aligned} &P_c - (m_n + m_1) \cdot j - F_{ko} - \\ &- m_3 \cdot j \cdot \frac{l_2}{l} \end{aligned} \right] \cdot \operatorname{tg} \beta - \frac{m_3 \cdot \varepsilon_{ш} \cdot l_1 \cdot l_2}{l \cdot \cos \beta}, \quad (14)$$

Так, як за основну діагностичну ознаку прийнята фаза виникнення віброімпульсу, виразимо рівняння (14) у функції від φ . Для цього врахуємо наступне:

$$\sin \beta = \lambda \cdot \sin \varphi, \quad (15)$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}, \quad (16)$$

Тоді остаточне рівняння для визначення рівнодіючої бокової сили N матиме вигляд:

$$N = \left[\begin{aligned} &P_c - \\ &-(m_n + m_1 + m_3 \cdot \frac{l_2}{l}) \cdot j - \\ &- F_{ko} \end{aligned} \right] \cdot \frac{\lambda \cdot \sin \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}} - \frac{m_3 \cdot \varepsilon_{ш} \cdot l_1 \cdot l_2}{l \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}}, \quad (17)$$

Висновок

Таким чином бокова сила N , виражена у функції кута повороту кривошипа, залежить від сили газів, сили тертя кілець об дзеркало гільзи, геометричних параметрів кривошипно-шатунного механізму та швидкісного режиму роботи двигуна.

Список літератури

1. 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.
2. 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.

3. 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.

4. Sydoruk 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.

5. Sydoruk 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.

6. Sydoruk 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.

7. Sydoruk O., Sydoruk 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.

8. 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.

9. 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.

10. 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.

11. 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.

12. 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.

13. 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.

14. 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.

15. *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.

16. *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.

17. *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.

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.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВОЗНИКНОВЕНИЯ ВИБРОУДАРНОГО ИМПУЛЬСА В ЦИЛИНДРО-ПОРШНЕВОЙ ГРУППЕ ДВИГАТЕЛЕЙ МАШИН ДЛЯ ЛЕСОТЕХНИЧЕСКИХ РАБОТ

Л. Л. Титова

Аннотация. Энергетическим средством лесохозяйственной техники является дизельный двигатель внутреннего сгорания, который в значительной степени определяет надежность всей машины. Надежность двигателя является основным показателем технико-экономической эффективности. Повышение моторесурса двигателя при высокой безотказности почти равноценно увеличению их выпуска заводами. В связи с этим важное значение приобретает сокращение эксплуатационных расходов, связанных с преждевременным ремонтом дизелей.

Многими исследователями установлено, что дизельные двигатели, которые поступают в капитальный ремонт на специализированные

ремонтные предприятия, имеющих значительный остаточный ресурс, при этом значения многих ресурсных параметров находится в допустимых пределах.

Ключевые слова: модель, вибрация, импульс, двигатель, машина для лесотехнических работ.

MATHEMATICAL MODEL OF VIBROIMPACT
OCCURRENCE OF PULSE IN CYLINDER-PISTON
GROUP OF ENGINES OF MACHINES
FOR FORESTRY WORK

Titova L. L.

Abstract. Energy facility machinery is a diesel internal combustion engine, which largely determines the reliability of the machine. Engine reliability is a key indicator of technical and economic efficiency. Increase engine life with high reliability almost equivalent to the increase of their production plants. In this regard, it is important to reduce maintenance costs associated with premature repair of diesel engines.

Many researchers found that diesel engines, which come in overhaul at the specialized repair enterprise with significant residual resource, the resource value of many parameters is within acceptable limits.

Key words: model, vibration, pulse, engine, machine for forestry work.

УДК 629.113

АНАЛІЗ ФАКТОРІВ, ЯКІ ВПЛИВАЮТЬ НА СИЛУ І КОЕФІЦІЄНТ ОПОРУ КОЧЕННЮ КОЛЕСА

О. А. Бешун, Я. В. Меланченко

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Кореспонденція авторів: beshun@ukr.net.

Історія статті: отримано – вересень 2018, акцептовано – листопад 2018.

Бібл. 22, рис. 5, табл. 1.

Анотація. В теорії трактора і автомобіля використовується умовна кількісна характеристика опору кочення колеса, яка визначається як відношення сили опору коченню колеса до його нормального навантаження і називається коефіцієнт опору кочення колеса. Для визначенні цього параметра дослідниками запропоновано цілий ряд методів, способів і прийомів та конструкцію обладнання, яке дозволяє визначати цей показник експериментально.

В цій статті виконано аналіз існуючих методів визначення сили і коефіцієнта опору коченню колеса, а також факторів, які впливають на значення цих параметрів в різних умовах експлуатації мобільних енергетичних і транспортних засобів.

Виконаний аналіз дозволив зробити висновок про те, що через велику кількість факторів, а також величезне різноманіття як типів і видів шин, так і станів та видів опорних поверхонь й інших чинників, що впливають на величину сили і коефіцієнта опору кочення колеса, а також враховуючи складність процесу взаємодії колеса з опорною поверхнею, до цього часу не існує аналітичної моделі розрахунку останніх для загального випадку. Тому вищезазначені показники визначаються виключно експериментальними методами. Але враховуючи, що конструкції пневматичних шин і технології їх виготовлення протягом останнього десятиріччя суттєво змінилися, що очевидно вплинуло на їх властивості та характеристики (параметри), існує потреба в уточненні коефіцієнтів опору коченню коліс різних мобільних машин (тракторів, автомобілів, сільсько- і лісгосподарських машин). З урахуванням наявних недоліків в існуючих методах і пристроях для експериментального визначення сили і коефіцієнта опору коченню колеса, існують резерви для їх вдосконалення, що дозволить підвищити точність реєстрації необхідних параметрів.

Ключові слова: коефіцієнт, сила, опір, кочення, колесо, шина, опорна поверхня, тиск, динамометр.

Постановка проблеми

Розвиток технічного забезпечення сільського господарства і транспорту вимагає створення та

застосування на сучасній техніці рушіїв, які повинні мінімізувати енергетичні витрати та негативний вплив на ґрунт [1]. Відомі світові виробники розробили і продовжують вдосконалювати різноманітні за формою протекторів і загалом конструкцією шини для забезпечення роботоздатності в тих чи інших дорожніх чи польових умовах. Від успішності точного обчислення значень сили і коефіцієнта опору коченню колеса залежать результати вирішення теоретичних і практичних задач, що виникають на стадії створення, доведення і дослідження колісних машин, оскільки ці коефіцієнти впливають на більшість експлуатаційних властивостей автотранспортних і мобільних енергетичних засобів. Визначення реальних значень сили і коефіцієнта опору коченню колеса і машини в цілому звичайно має технічні, а часто і економічні складнощі. Тому, визначення їх точних значень в реальних умовах руху є актуальною задачею в теорії трактора, автомобіля та самохідних лісових машин.

Аналіз останніх досліджень

Для визначення параметрів взаємодії рушіїв з опорною поверхнею з метою моделювання відповідних умов роботи застосовують різноманітні методи та обладнання [2–7]. Результати таких досліджень дозволяють отримати показники роботи колеса у конкретних умовах. Процеси взаємодії коліс з опорною поверхнею безпосередньо впливають на техніко-експлуатаційні показники роботи машинно-тракторних агрегатів, автомобілів та самохідних лісових машин.

На сьогоднішній день існує досить велика кількість способів визначення коефіцієнтів опору коченню [6–16]. Основні напрями зводяться до використання спеціальних стендів і застосування конкретних методів в умовах реального руху на реальних покриттях. Для визначення опору коченню шини розроблено стандарт [8], що рекомендує використання методу вибігу на спеціальних барабаних випробувальних стендах. Не дивлячись на відносно невеликі розміри необхідного для цього обладнання і, відповідно приміщення загальна вартість досліджень залишається досить значною і

частіше всього недоступною для більшості науково-дослідних лабораторій. У багатьох випадках випробування доводиться проводити на моделях автомобілів [6, 7, 14].

Мета досліджень

Враховуючи наявність недоліків в існуючих методах і пристроях для визначення сили і коефіцієнта опору коченню колеса, проаналізувати фактори, які впливають на їх величину, та встановити можливість усунення цих недоліків за рахунок розроблення конструкції для реалізації вдосконаленого методу, що дозволить підвищити точність реєстрації необхідних параметрів.

Для досягнення мети було сформовано наступне завдання досліджень: виконати аналіз факторів, що впливають на величину сили і коефіцієнта опору кочення колеса, та проаналізувати можливість вдосконалення методів визначення сили і коефіцієнта опору коченню колеса.

Дослідження проводились на основі аналізу діючих стандартів, наукових статей, довідкової літератури та патентів [8, 17, 9–15, 16, 18–22].

Результати досліджень

Основна проблема, що досліджується в теорії кочення веденого колеса – опір коченню. В загальному випадку рівномірного кочення веденого колеса по горизонтальній поверхні у випадку еластичної шини та деформованої поверхні кочення енергія, що підводиться до колеса, витрачається на виконання трьох видів робіт, які в сумі дорівнюють загальній енергії опору коченню колеса [18]:

- вертикальне пресування ґрунту і утворення ущільненого сліду (колії);
- пружна деформація шини, яка викликає внутрішнє тертя в матеріалі шини;
- тертя протектора шини по поверхні дороги в плямі контакту.

Рівняння балансу сил опору коченню колеса в теорії трактора і автомобіля [18] має наступний вигляд:

$$P_f = P_{f\Gamma} + P_{fш} + P_{fTP} = \quad (1)$$

$$= k_{f\Gamma} \cdot b_{ш} \cdot h_k^2 + k_{ш} \cdot G_H \cdot (h_H \cdot D_K)^{1/3} + \frac{(2/3) \cdot \mu_H \cdot G_H \cdot k_s \cdot h_H}{D_K},$$

де $P_{f\Gamma}, P_{fш}, P_{fTP}$ – сили опору коченню колеса від деформації ґрунту, деформації шини та тертя пружного проковзування відповідно; $k_{f\Gamma}$ – коефіцієнт об'ємного стиснення матеріалу опорної поверхні (ґрунту); $b_{ш}$ – ширина обода колеса (шини); h_k – глибина колії; $k_{ш}$ – безрозмірний коефіцієнт, що залежить від матеріалу шини, конструкції її каркасу та інших факторів (визначається експериментально); G_H – вертикальне навантаження; h_H – деформація стиснення; D_K – діаметр колеса; μ_H – коефіцієнт тертя протектора шини по опорній поверхні; k_s –

кінематичний коефіцієнт, що враховує відмінність поверхні реальної шини від циліндричної, а також нахил площини обертання колеса до опорної поверхні.

Таким чином, у випадку припущення про лінійну залежність деформації матеріалу опорної поверхні (ґрунту) від тиску, і враховуючи, що пружність опорної поверхні не враховується (ґрунт в основному проявляє пластичні властивості), сила опору кочення колеса залежить від властивостей опорної поверхні, що характеризується коефіцієнтом об'ємного стиснення матеріалу опорної поверхні (ґрунту), ширини обода колеса (шини), в більшій мірі від глибини колії (залежність квадратична), а також від вертикального навантаження, нормальної деформації шини, характеристики її матеріалу й розмірів та осевого навантаження і відносної деформації шини.

Слід зазначити, що сила опору коченню колеса, яка витрачається на деформацію опорної поверхні (ґрунту), практично не залежить від діаметра колеса, а лише від ширини його обода (протектора шини), бо опір пресуванню не залежить від тиску і кривизни обода на ділянці накату.

Також варто відмітити, що через складність об'ємної деформації шини при роботі колеса, її геометричних форм, конструкції каркасу, застосовуваних матеріалів та інших факторів, важко встановити залежність для аналітичного розрахунку сил внутрішнього тертя, тому у вищевказаній формулі [1] для визначення сил деформації шини використовуються параметри, що можуть бути визначені лише при проведенні експериментальних досліджень. Більше того взаємодія шини з опорною поверхнею в плямі контакту не обмежується лише наведеними в балансі параметрами. Пружне проковзування відбувається також внаслідок деформації шини під дією ведучого чи гальмівного моментів, прикладених до колеса. Тому коефіцієнтом тертя необхідно враховувати вплив і інших процесів на взаємне ковзання протектора шини і опорної поверхні.

Таким чином опір коченню колеса викликають декілька різних сил та реакцій. В залежності від умов роботи сили і реакції, що діють на колесо, відрізняються за місцем прикладання, характером і напрямом дії. Тому в загальному випадку кочення колеса єдиної фізичної сили опору коченню не існує. В якості останньої приймають умовну силу, рівну за значенням і протилежну за напрямом активній штовхаючій (тягнучій) силі, необхідній для подолання всіх сил опору, що виникають при коченні даного колеса в конкретних умовах.

Дорожні умови експлуатації тракторів і автомобілів істотно відрізняються. Трактори значну частину часу працюють на полі з розпушеним ґрунтом, підготовленим під посів, а автомобілі переміщуються по дорогах з твердим покриттям або гарно ущільненим шляхам. Керуючись прагненням знизити значення коефіцієнта опору коченню, на тракторах застосовують шини низького тиску, а на дорожніх автомобілях – високого тиску. При роботі на м'яких сільськогосподарських фонах тиск повітря в шинах трактора слід знижувати до мінімально

допустимого заводською інструкцією.

Мінімальний тиск повітря в шині обмежується наступними чинниками: нормальною деформацією шини, що визначає термін її служби; повертанням шини на ободі при передачі високого моменту або при екстреному гальмуванні; бічною деформацією шини направляючих коліс, що знижує стійкість проти бічного відведення.

Огляд існуючих способів визначення сили і коефіцієнта опору коченню, а також пристроїв для їх реалізації, їх кількості, різноманітності, свідчить про прагнення дослідників позбутися недоліків, властивих відомим і доступним для використання методам [9–13, 15] (див. рис. 1, 2 та 3). У випадку застосування будь-якого з методів вибігу [8], при якому вимірюють швидкість або уповільнення машини у функції часу, що є головною їх особливістю, судять про сили опору руху, похибка вимірювання швидкості і її похідної завжди вища, ніж у разі вимірювань шляху і часу вибігу, оскільки вона дорівнює сумі похибок вимірювання останніх [14]. Недоліками відомих способів частіше за все є підвищена трудомісткість вимірювань, низькі точність і достовірність визначення сили опору повітря, а також висока вартість досліджень.

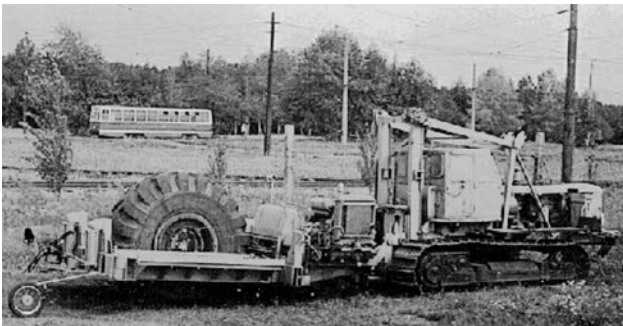


Рис. 1. Загальний вигляд стенда для випробування колеса з пневматичною шиною.



Рис. 2. Загальний вигляд стенду з біговими барабанами, призначеного для проведення лабораторних досліджень процесу кочення колеса.

Відомі і широко вживані методи і пристрої для визначення опору коченню коліс автомобіля і опору руху повітря мають недоліки [7, 9–13], що вимушують дослідників створювати нові пристрої

[14], у тому числі засновані на нових методах реєстрації необхідних параметрів. Рекомендовані діючими стандартами способи визначення опору коченню коліс з використанням стендів з біговими барабанами (див. рис. 2) вимушують здійснювати кочення колеса по криволінійній поверхні і обумовлює відносно високу вартість досліджень [14].

Згідно ГОСТ Р 52899-2007 [2], визначення коефіцієнта опору коченню може бути виконано при різних режимах кочення колеса.

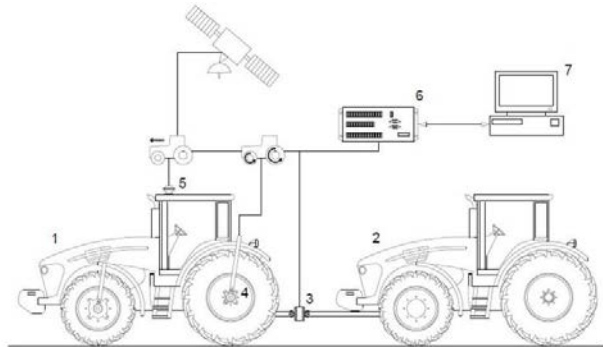


Рис. 3. Схема проведення тягових випробувань трактора: 1 – тестовий трактор; 2 – трактор-гальмо; 3 – динамометр; 4 – датчик частоти обертання ведучого колеса; 5 – антена для визначення дійсної швидкості руху з використанням GPS-навігації; 6 – блок збору і обробки експериментальних даних; 7 – ПК з програмним забезпеченням для аналізу експериментальних даних.

Прийнято розглядати ведучий, вільний, нейтральний, ведений і гальмівний режими. Для експериментального визначення коефіцієнта опору коченню найраціональніше використовувати ведений режим кочення колеса, при якому достатньо знати значення величин зусилля на динамометрі 5.

Установка для визначення значень величин опору коченню коліс і опору повітряного середовища руху реального автомобіля, запропонована автором роботи [14] представлена на рис. 4.

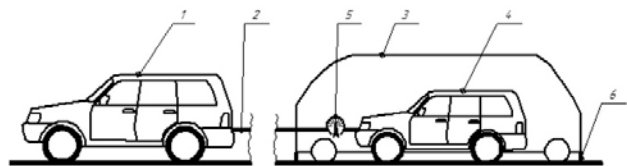


Рис. 4. Схема установки для визначення значень величин опору коченню коліс і опору повітряного середовища руху реального автомобіля [14]: 1 – тягач; 2 – сполучний трос; 3 – колісний жорсткий чохол; 4 – автомобіль; 5 – датчик сили тяги (дотичних реакцій), прикладених до коліс буксируваного автомобіля; 6 – еластична юбка.

Сполучний трос 2 при цьому, має значну довжину, що виключає вплив збурюючого повітряного потоку на колісний жорсткий чохол 3, усередині якого знаходиться випробовуваний автомобіль 4, створюваного тягачем 1, що рухається. Гнучка юбка 6 ізолює підчохольний простір від дії повітряних потоків на кузов випробовуваного

автомобіля. Значення величини дотичних реакцій на колесах автомобіля фіксує датчик сили тяги 5. Опір повітря руху автомобіля дорівнює нулю, оскільки його кузов ізольований від дії зустрічного (і будь-якого іншого) повітряного потоку. Таким чином, за допомогою датчика 5, відбувається реєстрація «чистих значень» сили опору коченню реального автомобіля на реальній опорній поверхні, без впливу на нього сили опору повітряного середовища.

Опір коченню залежить від геометричних параметрів коліс (діаметра і ширини коліс), фізико-механічних властивостей ґрунту і шини, ваги машин, її розподілу між колесами і т.д. Розглянемо вплив різних конструктивних і експлуатаційних факторів на показники опору коченню колеса і колісної машини в цілому.

Вплив конструкції шини на опір коченню колеса. Різні конструктивні особливості шини по різному впливають на силу опору її коченню.

Товщина протектора і шини. Гістерезисні втрати значною мірою залежать від товщини стінок шини. Чим більше маса шини, тим більша кількість матеріалу бере участь в деформації, тим більші сили і енергія необхідні для її здійснення. Вплив товщини протектора на силу опору коченню особливо помітний в діагональній шині. Показник такого впливу – природний знос шини в процесі експлуатації. При повністю зношеному протекторі опір коченню діагональної шини знижується на 20...25 %.

Підвищенням на 25...70 % коефіцієнтом опору коченню в порівнянні з дорожніми шинами володіють всюдихідні шини. Це обумовлено наступними чинниками. По-перше, протектор всюдихідних шин має приблизно вдвічі більшу товщину ніж протектор дорожніх шин. По-друге, протектор всюдихідних шин має більш розріджений рисунок, який порушує плавність кочення колеса. Воно перекочується як би по нерівній поверхні унаслідок чергування виступів і западин. Створюється більший опір коченню в порівнянні з опором коченню дорожніх шин. Цей ефект особливо помітний при їзді по дорозі з твердим покриттям.

Каркас шини. При русі з малою швидкістю по дорозі з твердим покриттям опір коченню колеса мало залежить від конструкції каркаса шини. У міру підвищення швидкості виявляється істотна перевага радіальної шини. При швидкості 30...35 м/с коефіцієнт опору коченню радіальної шини на 15...20 % менше, ніж у діагональної. В процесі експлуатації ця перевага радіальних шин втрачається, оскільки, у міру зносу діагональних шин їх коефіцієнт опору коченню знижується.

На сільськогосподарських фонах, що деформуються, типових для роботи тракторів, переваги радіальної шини виявляються і на низьких швидкостях. Володіючи більшою еластичністю, чим діагональні, радіальні шини створюють велику опорну поверхню в плямі контакту з ґрунтом, меншу глибину колії і плече прикладання вертикальної реакції. Тому коефіцієнт опору коченню радіальної шини на сільськогосподарських фонах менший, ніж діагональної.

Не менш важливий і агротехнічний аспект

відміченої властивості радіальної шини. Він полягає в тому, що зі збільшенням плями контакту знижується тиск на ґрунт, а як наслідок і його ущільнення.

Зі збільшенням кількості і розмірів нерівностей позитивний вплив діаметра підвищується, особливо при збільшенні швидкості руху. Дуже помітне зниження коефіцієнта опору коченню при збільшенні діаметра колеса в процесі роботи на сільськогосподарських фонах, що деформуються.

Чим більше ширина колеса, тим більше опір коченню: не суттєво на дорогах з твердим покриттям і помітніше на опорних поверхнях, що деформуються.

Додаткові втрати енергії на кочення виникають при здвоюванні коліс у візках автомобілів. Унаслідок різних умов кочення (нерівності профілю, повороти і т.д.) і різних радіусів (знос, різний тиск повітря) виникає неконтрольована диференціалом кінематична невідповідність. Підтримці однакового тиску повітря в здвоєних шинах автомобіля перешкоджає в експлуатації складність доступу до вентиля внутрішньої шини. Швидкості поступального руху здвоєних коліс вирівнюються за рахунок ковзання або буксування одного з них.

Здвоювання коліс. Здвоювання коліс особливе сильно позначається на показниках роботи тракторів, тому що в порівнянні з компактно розташованими автомобільними здвоєними шинами тракторні рознесені на відстань, достатню для того, щоб між здвоєними колесами міг розташуватися рядок оброблюваних культурних рослин. Залежно від тягового класу трактора і оброблюваної культури ця відстань може складати 45...70 см і більше.

Неоднаковий внутрішній тиск повітря в шинах здвоєних коліс, різний їх знос, застосування шин різного типорозміру і прогин балки, що сполучає колеса, приводять до нерівномірного розподілу вертикального навантаження між колесами. Так, при відмінності тиску повітря в шинах низького тиску здвоєних коліс 0,04 МПа різниця нормальних реакцій опорної поверхні на колеса склала 23 %, а підвищення коефіцієнта опору коченню – 5 %. Це викликано нерівномірним розподілом крутного моменту між колесами через нерівномірний розподіл нормальних реакцій ґрунту під здвоєними колесами. Внаслідок цього виникає ковзання коліс і збільшується сила опору їх коченню як у ведучому, так і у веденому режимі.

Застосування здвоєних коліс найефективніше з міркувань агротехніки на рихлому і вологому ґрунті, при виконанні ранньовесняних робіт, оскільки вантажопідйомність коліс збільшується удвічі, що дозволяє знизити тиск повітря в шинах і на ґрунт. У цих умовах зниження тиску рушіїв на ґрунт досягається при незначному впливі на енергетичні показники циркуляції потужності між здвоєними колесами. Відзначають навіть зниження сили опору коченню здвоєних коліс на рихлому і вологому ґрунті в порівнянні з силою опору коченню одинарних коліс, пояснюючи це переважним впливом зниження глибини колії, а не збільшенням ширини колеса.

Найбільш складні режими руху тракторів з широко рознесеними здвоєними колесами – непрямолінійний рух і поворот. При криволінійному

русі здвоєних коліс у ведучому режимі між ними виникає циркуляція потужності, тому що зовнішнє по відношенню до центру повороту колесо котиться з юзом. Ковзання здвоєних коліс залежить від умов їх кочення, причому циркулюючий момент може досягати 15 % від ведучого моменту на осі колеса.

При повороті додатковому навантаженню піддаються деталі, що жорстко сполучають між собою здвоєні колеса. Навантаження цих елементів і витрати енергії на буксування або ковзання коліс залежать від фону, радіусу повороту і відстані між здвоєними колесами. Так, при збільшенні відстані між шинами від 45 до 70 см момент опору повороту трактора зростає на 15 % при радіусі 8 м і на 27 % при радіусі 5 м. *Навантаження на шину.* Навантаження на шину регламентується стандартом. Завод-виробник вказує нормальне гранично допустиме статичне навантаження, що забезпечує в експлуатації задану довговічність. Експлуатація машини з перевищенням допустимого навантаження призводить до зниження терміну служби шини. При русі транспортного засобу по бездоріжжю нормальне навантаження на шину може обмежуватися нісивною здатністю опорної поверхні, або зростаючим опором коченню.

Сила опору коченню P_f при русі автомобіля (трактора) по твердих дорогах обумовлена головним чином гістерезисними і дисипативними втратами, частка яких досягає 90...95 % загальних втрат енергії на кочення. До інших чинників, що формують силу опору коченню, відносяться проковзування протектора шини відносно дороги і опір повітря.

Колеса автомобіля (трактора) працюють в різних умовах за навантаженням, передаваним моментом, геометрією і фізичним станом опорної поверхні (грунту, дороги). Тому загальну силу опору коченню автомобіля (трактора) прийнято визначати за формулою:

$$P_f = f \cdot G_{\Pi} \cdot \cos \alpha = f \cdot m_{\Pi} \cdot g \cdot \cos \alpha, \quad (2)$$

де f – коефіцієнт опору коченню; G_{Π} – повна вага автомобіля (трактора); m_{Π} – повна маса автомобіля (трактора); α – кут підйому (ухилу) дороги, g – прискорення вільного падіння.

В теорії трактора і автомобіля використовується умовна кількісна характеристика опору кочення колеса, яка визначається як відношення сили опору коченню колеса до його нормального навантаження і називається коефіцієнт опору коченню колеса [2]:

$$f = \frac{P_f}{G_{\Pi}} = \frac{P_f}{m_{\Pi} \cdot g}. \quad (3)$$

Коефіцієнтом опору коченню є деякий усереднений коефіцієнт опору коченню всієї машини, тому що врахувати особливості кочення кожного колеса окремо важко.

Опір коченню ведучого колеса по м'якому фону залежить в основному від глибини колії, що формує момент опору коченню. На дорогах з твердим покриттям найбільш істотним чинником, що визначає деформацію шини і підвіски, а отже, і втрати енергії, є характер нерівностей.

Розсіювання потужності, або дисипативні втрати відбувається у всіх пружних і демпфуючих елементах машини, в тому числі і в пневматичних шинах.

Потужність розсіювання в шинах залежить від їх розмірів, конструкції і режиму коливань. Наприклад, в шинах трактора К-701 потужність розсіювання складає 2,2...3,7 кВт при русі по стерні. Для шин передніх коліс автомобіля ЗиЛ-131 потужність втрат складає 1,5 кВт при русі по дорозі з покриттям буличника зі швидкістю 50 км/год і 0,15 кВт при русі по ґрунтовій дорозі з швидкістю 25 км/год.

Щоб скласти уявлення про співвідношення дисипативних втрат в шинах, можна розглянути дані по автомобілях. Хоча слід мати на увазі істотні відмінності як в параметрах конструкції тракторних шин, так і в умовах їх роботи порівняно з автомобілем. Енергія розсіювання в шинах автомобіля в 4...10 разів менше втрат енергії в амортизаторах. Чим більше високочастотних складових в спектрі збурення дороги, тим відносно вище частка втрат в шинах в порівнянні з втратами в амортизаторах. Так, при русі автомобіля ЗиЛ-131 по дорозі з покриттям буличника зі швидкістю 50 км/год потужність втрат на розсіювання в демпфуючих елементах підвіски склала 6 кВт, що в 4 рази більше потужності втрат в шинах коліс.

Потужність втрат в шинах і підвісці – це та частина потужності двигуна, яка витрачається на збудження і підтримку безперервних вертикальних коливань остову машини. Її величина складає 10...15 % потужності загальних втрат на подолання опору коченню автомобіля. Зі зростанням швидкості руху потужність розсіювання збільшується.

Опір коченню залежить від швидкості руху автомобіля (трактора): до 50 км/год він приблизно постійний, а понад 100 км/год інтенсивно зростає. Це пояснюється різким посиленням коливань шини і збільшенням витрат енергії при ударах.

При дуже великих швидкостях попереду колеса формується повітряне ущільнення.

У теорії автомобіля коефіцієнт опору коченню з урахуванням швидкості руху визначають за декількома емпіричними залежностями, одна з них має вигляд:

$$f = f_0 \cdot [1 + (0,06 \cdot v_A)^2], \quad (4)$$

де f_0 – коефіцієнт опору коченню при швидкості руху менше 50 км/год; v_A – швидкість автомобіля.

Сила опору коченню – це одна із основних складових опору руху всієї машини. Втрати енергії на кочення викликаються внутрішнім тертям в шині, проковзуванням елементів протектора по опорній поверхні і присмоктуванням його до неї, а також деформацією опорної поверхні. Внутрішнє тертя в шині зумовлене деформацією шини в зоні контакту з поверхнею шляху. На сухій твердій поверхні втрати на тертя складають не більше 5... 10 % від загальних втрат на кочення.

Втрати, що обумовлені присмоктуванням протектора до опорної поверхні, викликані наявністю замкнутих контурів рисунку протектора шини, з яких витискається повітря. Під час виходу цих контурів з поверхні контакту на відривання протектора від опорної поверхні затрачується деяка сила. На мокрій поверхні волога герметизує ділянки шини і втрати зростають. Відношення a/r називають коефіцієнтом

опору коченню і позначають $f = a/r$.

Тому силу опору коченню визначають як добуток

$$P_f = R_z \cdot f. \quad (5)$$

Коефіцієнт опору коченню, що обумовлений зміщенням точки a прикладення нормальної реакції дороги R_z залежить від деформації шини і опорної поверхні, а значить від таких факторів як тип покриття дороги, тиск повітря у шині, навантаження на колесо, швидкості руху та інше. Зменшення тиску повітря в шині приводить до зростання її деформації, а зі збільшенням деформації шини коефіцієнт опору коченню зростає. Зростання швидкості руху також приводить до його збільшення. На нерівній поверхні шляху виникають додаткові сили і вертикальні коливання, які збільшують частоту деформації шини. Це викликає втрати енергії та збільшення коефіцієнта опору коченню. Сьогодні нема повного аналітичного обґрунтування і математичного опису усіх явищ, які супроводжують кочення пневматичної шини. Тому силу і коефіцієнт опору коченню, а також вплив на них різних факторів, визначають експериментальним шляхом. У цьому випадку коефіцієнт опору коченню розраховують на підставі вимірних значень сил P_f і R_z за формулою:

$$f = \frac{P_f}{R_z}.$$

Під час кочення еластичного колеса по ґрунтовій поверхні деформується не лише шина, але й ґрунт. Основні засади взаємодії пневматичного колеса з ґрунтом були в свій час опрацьовані в численних працях українського вченого, професора Харківського автомобільно-дорожнього інституту Олександра Костянтиновича Бируля та інших дослідників. Їхні роботи до сьогоднішнього часу залишились основою теорії прохідності самохідних машин по ґрунтових поверхнях. Деформація ґрунту під час кочення пневматичного колеса відбувається у трьох напрямках – нормально до поверхні, у поперечному і в поздовжньому напрямку (в площині обертання колеса). Нормальна деформація зумовлена стисненням і ущільненням ґрунту під дією нормального тиску, який створює колесо у зоні контакту. Під колесом у ґрунті формується ущільнене ядро, яке разом з колесом, немов би клин, грузне у нижні шари ґрунту, видавлюючи частинки ґрунту в поперечному і поздовжньому напрямках. Поздовжня деформація, тобто зсув і ущільнення ґрунту в поздовжньому напрямку, відбувається внаслідок дії як нормальних, так і дотичних сил, що діють від ведучих і ведених коліс на опорну поверхню.

Процес утворення колії на слабких ґрунтах взаємопов'язаний з деформацією і кінематикою кочення колеса. На деформацію ґрунту, крім його власних якостей, значний вплив має тиск повітря в шині та її жорсткість. Характер деформації шини на ґрунті відрізняється від її деформації на жорсткій поверхні, а характер деформації ґрунту є дещо інакшим, ніж під час втискання у нього жорсткого штампа. Площа поверхні контакту шини з ґрунтом є більшою, ніж площа контакту з твердою поверхнею. Збільшується частина шини, яка деформується, але зменшується її нормальна деформація і тиск у зоні

контакту. Залежно від співвідношення жорсткості шини і витримувальної здатності ґрунту змінюється форма дна колії і характер розподілу нормальних напружень на поверхні контакту (рис. 5) [3]. Якщо тиск повітря у шині має відносно велике значення, то шина і колія, яку вона утворює в ґрунті, мають випуклу форму, як зображено на рис. 5а. Якщо зменшити тиск повітря, то зменшиться жорсткість шини і зростає її прогин, а дно колії стане приблизно плоским. Відповідно змінюється епіюра нормальних напружень ґрунту і вони дещо зменшаться, як зображено на рис. 5б.

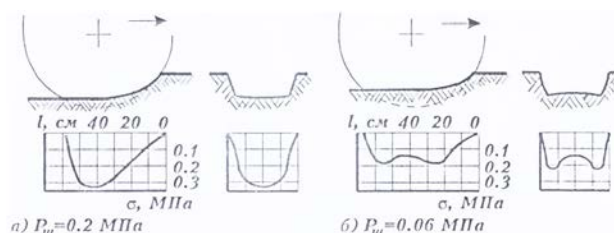


Рис. 5. Деформація шини 12,00-18 на піщаному ґрунті та розподіл нормальних напружень у зоні контакту для різного тиску повітря у шині.

У ґрунті під колесом виникають реакції ґрунту, які умовно розділяють на результуючі нормальні і подовжні реакції. Ці результуючі реакції прикладені в деякій точці плями контакту колеса з ґрунтом, зміщеною на величину відносно лінії дії сили, що проходить через вісь обертання колеса. Такий зсув реакцій викликаний в основному так званими гістерезисними втратами енергії, що виникають при деформації ґрунту і шини.

Передня набігаюча частина шини деформується одночасно з деформацією ґрунту, а задня частина шини відновлює свою форму під дією пружних сил. Одночасно в деякій мірі зменшується і вертикальна деформація ґрунту, хоча пружні властивості ґрунту незначні. Витрати енергії на деформацію шини і ґрунту більші, ніж повернена енергія, оскільки частина енергії витрачається на внутрішнє тертя в матеріалі.

Для рихлих ґрунтів витрати енергії на його деформацію в загальному балансі втрат на кочення колеса значно більше витрат енергії на деформацію шини. Тому в таких умовах можна зменшити деформацію ґрунту, тобто глибину колії, збільшенням площі контакту шини з опорною поверхнею за рахунок зниження тиску повітря в шині або збільшення ширини колеса. Останнє досягається застосуванням шин, що мають як у тракторів, так у автомобілів ширший профіль, або здвоюванням коліс у тракторів. У зарубіжній практиці на ґрунтах із слабкою нісивною здатністю застосовують навіть строєні колеса. Тиск повітря в шинах доцільно регулювати залежно від дорожньо-польових умов, з тим щоб в різноманітних умовах сумарні втрати на деформацію ґрунту і шини були мінімальними і підвищувалися тягово-зчіпні властивості машини. З цієї метою на автомобілях високої прохідності встановлюють пристрої для регулювання тиску повітря в шинах на ходу.

Таблиця 1. Коефіцієнт опору коченню f при взаємодії ходової частини різних машини з різними опорними поверхнями [18–22].

Тип і стан опорної поверхні	Значення коефіцієнта опору коченню
<i>Сільськогосподарські трактори</i>	
Асфальт	0,018
Бруківка	0,020
Дорога: грунтова суха	0,030...0,050
грунтова на глині	0,040
снігова укатана	0,030...0,050
Луг: скошений	0,070...0,090
некошений	0,080...0,100
Стерня	0,080...0,120
Злежана оранка	0,120...0,140
Поле: свіжозоране	0,120...0,220
культивоване	0,160...0,200
підготовлене під посів	0,160...0,180
Пісок: вологий	0,100...0,150
сухий	0,160...0,220
Задерніле болото	0,200...0,250
Глибокий сніг (0,4 м)	0,180...0,200
Цілина, щільний переліг	0,050...0,070
2-3-річний переліг, скошена лука	0,060...0,080
<i>Самохідні лісові машини</i>	
Лісовий волок	0,150...0,240
складні умови	0,030...0,070
середні умови	
<i>Автомобілі</i>	
Асфальтобетонне шосе у стані: доброму	0,015...0,018
задовільному	0,018...0,020
Гравійно-щебенева дорога у стані: доброму	0,020...0,025
задовільному	0,022...0,030
Бруківка: у доброму стані	0,025...0,030
з вибоїнами	0,035...0,050
Грунтова дорога: суха, рівна	0,025...0,050
після дощу	0,050...0,150
Піщана і супіщана: суха	0,100...0,300
мокра	0,060...0,150
Суглиниста цілина: суха	0,040...0,060
в пластичному стані	0,100...0,200
в текучому стані	0,200...0,300
луг	0,060...0,100
Ожеледиця	0,015...0,030
Снігова најджена дорога	0,030...0,050

У особливо складних дорожніх умовах (наприклад, заболочена місцевість, пісок), користуючись краном управління в кабіні, можна знизити тиск повітря в шинах до 0,05...0,01 МПа, що забезпечить істотне збільшення площі контакту шини

з ґрунтом, але при цьому швидкість руху не повинна перевищувати 10...20 км/год; при виході на дорогу з твердим покриттям після подолання важкопрохідної ділянки шляху тиск повітря в шинах за допомогою компресора доводять до 0,30...0,45 МПа залежно від моделі автомобіля. Устаткування сучасних тракторів пневматичною системою полегшує регулювання тиску повітря в їх шинах.

Для експериментального визначення втрат на кочення зазвичай за допомогою динамометра вимірюють силу, необхідну для рівномірного переміщення в цілому машини, а також визначають вагу машини. Значення цього коефіцієнта варіює в широких межах (див. табл. 1).

Значення коефіцієнта опору коченню для різних умов руху та різних машин вказані в табл. 1.

Цей метод є спрощеним, оскільки не враховує впливу тягового навантаження. Для точнішого визначення сили при усталеному режимі роботи трактора необхідно заміряти ведучий момент (записом на осцилограму даних тензоматочин, встановлених на ведучі колеса) і зусилля на гаку трактора.

Висновки

1. На основі аналізу діючих стандартів, наукових статей, довідкової літератури та патентів встановлено, що через велику кількість факторів, а також величезне різноманіття як типів та видів шин, так і станів та видів опорних поверхонь й інших чинників, що впливають на величину сили і коефіцієнта опору кочення колеса, а також враховуючи складність процесу взаємодії колеса з опорною поверхнею, до цього часу не існує аналітичної моделі розрахунку останніх для загального випадку. Тому вищезазначені показники визначаються виключно експериментальними методами.

2. Враховуючи, що конструкції пневматичних шин і технології їх виготовлення протягом останнього десятиріччя суттєво змінились, що очевидно вплинуло на їх властивості та характеристики (параметри), існує потреба в уточненні коефіцієнтів опору коченню коліс різних мобільних машин (тракторів, автомобілів, сільсько- і лісгосподарських машин), на що власне і планується спрямувати подальші дослідження.

3. З урахуванням наявних недоліків в існуючих методах і пристроях для визначення сили і коефіцієнта опору коченню колеса, існують резерви для їх вдосконалення, що дозволить підвищити точність реєстрації необхідних параметрів. Тому подальші дослідження доцільно спрямувати саме в цих двох напрямках.

Список літератури

1. Водяник И. И. Воздействие ходовых систем на почву (научные основы): монография. Москва. Агропромиздат. 1990. 172 с.

2. Литвинов А. С., Фаробин Я. Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. Москва. Машиностроение. 1989. 240 с.
3. Агейкин Я. С. Проходимость автомобиля. Москва. Машиностроение. 1981. 232 с.
4. Беляев В. М. Автомобили. Испытания. Минск. 1991. 187 с.
5. Цимбалов В. Б. Испытания автомобилей. Москва. Машиностроение. 1978. 199 с.
6. Петрушов В. А., Шуклин С. А., Московкин В. В. Сопrotивление качению автомобилей и автопоездов. Москва. Машиностроение. 1975. 225 с.
7. Кнороз В. И. Работа автомобильной шины. Москва. Транспорт. 1976. 238 с.
8. ГОСТ Р 52102-2003. Шины пневматические. Определение сопротивления качению методом выбега.
9. Саенко 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.
10. 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.
11. 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.
12. Bonhomme J., Mollon V., Bonhomme J. A method to determine the rolling resistance coefficient by means of uniaxial testing machines. Experimental Techniques, May 2015, Volume 39, Issue 3, P. 37–41.
13. Lasse G. A., Jesper K. L., Elsje S. F., Bjarne S., Jeppe C. D. Rolling resistance measurement and model development. Journal of transportation engineering. Vol. 141. Issue 2. (February 2015). DOI:10.1061/(ASCE)TE.1943-5436.0000673.
14. Банников В. А. К вопросу экспериментального определения воздушного сопротивления движению автомобиля и сопротивления качению колеса. Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. С. 67–71. <https://docplayer.ru/28451122-K-voprosu-eksperimentalnogo-opredeleniya-vozdushnogo-soprotivleniya-dvizheniyu-avtomobilya-i-soprotivleniya-kacheniyu-kolesa.html>.
15. Ериця Г. С., Карапетян М. А. Экспериментально-расчетная методика определения коэффициента сопротивления качению шин автомобилей. http://ieek.timacad.ru/science/ht/10/2004/04_3/3.14.doc.
16. Патент РФ №2158910 С1. G 01 М 17/02. Способ определения сопротивления качению колеса с эластичной шиной на барабанном стенде методом выбега. В. А. Петрушов. 10.11.2000.
17. ГОСТ 17697-72. Автомобили. Качение колеса. Термины и определения.
18. Кутыков Г. М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. Москва. КолосС, 2004. 504 с.
19. Гребнёв В. П., Поливаев О. И., Ворохобин А. В. Тракторы и автомобили. Теория и эксплуатационные свойства. Москва. КНОРУС. 2011. 264 с.
20. Білик Б. В., Адамовський М. Г. Теорія самохідних лісових машин. Київ-Львів. ІЗМН. 1998. 208 с.
21. Водяник І. І. Експлуатаційні властивості тракторів і автомобілів. Київ. Урожай. 1994. 224 с.
22. Охмат П. К., Мельниченко В. І. Основи теорії та розрахунки трактора і автомобіля: курс лекцій. Дніпропетровськ. ДДАУ. ТОВ «ЕНЕМ». 2009. 320 с.

References

1. Vodyanyk, I. I. (1990). The impact of running systems on soil (scientific principles)]. Moscow. Agropromizdat. 172.
2. Litvinov, A. S., Harabin, Y. E. (1989). Car: Theory of operational properties. Moscow. Engineering. 240.
3. Ageikin, J. S. (1981). Permeability of the car. Moscow. Engineering. 232.
4. Belyaev, V. M. (1991). Cars. Test. Minsk. 187.
5. Cymbelin, V. B. (1978). The test car. Moscow. Engineering. 199.
6. Petrushov, V. A., Shuklin, A. C., Moskovkin, V. V. (1975). Rolling resistance of cars and trucks. Moscow. Engineering. 225.
7. Knoroz, V. S. (1976). Work tires. Moscow. Transport. 238.
8. GOST R 52102-2003. (2004). The tyres are pneumatic. Determination of rolling resistance with the method of coasting.
9. 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.
10. 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.
11. 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.
12. Bonhomme, J., Mollon, V., Bonhomme, J. (2015). A method to determine the rolling resistance coefficient by means of uniaxial testing machines. Experimental Techniques, May, Volume 39, Issue 3, 37-41.
13. Lasse, G. A., Jesper, K. L., Elsje, S. F., Bjarne, S., Jeppe, C. D. (2015). Rolling resistance measurement and model development. Journal of transportation engineering. Vol. 141. Issue 2. (February). DOI:10.1061/(ASCE)TE.1943-5436.0000673.
14. Bannikov, V. A. (2016). Experimental determination of the air resistance of the vehicle and rolling resistance of the wheel. Bulletin of Donetsk Academy of automobile transport. 67-71. <https://docplayer.ru/28451122-K-voprosu-eksperimenta-longo-opredeleniya-vozdushnogo-soprotivleniya->

dvizheniyu-avtomobilya-i-soprotivleniya-kacheniyu-kolesa.html.

15. Yeritsyan, G. S., Karapetyan, G. A. (2004). Experimental and computational methods of determining the coefficient of rolling resistance of car tyres. http://ieek.timacad.ru/science/ht/10/2004/04_3/3.14.doc.

16. Patent RF (2000). №2158910 C1. G 01 M 17/02. The method of determining resistance to rolling wheel with an elastic tire on a drum bench by coasting. V. A. Petrushov. 10.11.2000.

17. GOST 17697-72. (1972). Cars. The wheel rolling. Terms and definitions.

18. Kutkov, G. M. (2004). Tractors and cars. Theory and technological properties. Moscow. Colossus. 504.

19. Grebnev, V. P., Polivaev, A. S., Vorokhobin, A. B. (2011). Tractors and cars. Theory and performance properties. Moscow. KNORUS. 264.

20. Bilyk, V., Adamovsky, M. G. (1998). Theory of self-propelled forestry machines. Kyiv-Lviv. SMN. 208.

21. Vodyanyk, I. I. (1994). Performance characteristics of tractors and cars. Kiev. Harvest. 224.

22. Ahmet, P. K., Melnichenko, V. I. (2009). Basic theory and calculation of tractor and automobile: a course of lectures. Dnepropetrovsk. The DNAU. ООО "ENEM". 320.

АНАЛИЗ ФАКТОРОВ, ВЛИЯЮЩИХ НА СИЛУ И КОЕФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЮ КОЛЕСА

А. А. Бешун, Я. В. Меланченко

Аннотация. В теории трактора и автомобиля используется условная количественная характеристика сопротивления качению колеса, которая определяется как отношение силы сопротивления качению колеса к его нормальной нагрузке и называется коэффициентом сопротивления качению колеса. Для определения этого параметра исследователями предложен целый ряд методов, способов и приемов, а также конструкции оборудования, которое позволяет определять этот показатель экспериментально.

В этой статье выполнен анализ существующих методов определения силы и коэффициента сопротивления качению колеса, а также факторов, которые влияют на значение этих параметров в различных условиях эксплуатации мобильных энергетических и транспортных средств.

Выполненный анализ позволил сделать вывод о том, что из-за большого количества факторов, а также огромного разнообразия как типов и видов шин, так и видов и состояний опорных поверхностей и других факторов, что влияют на величину силы и коэффициента сопротивления качения колеса, а также учитывая сложность процесса взаимодействия колеса с опорной поверхностью, до настоящего времени не существует аналитической модели расчета последних для общего случая. Поэтому вышеупомянутые показатели определяются исключительно экспериментальными методами. Но учитывая, что конструкции пневматических шин и технологии их изготовления в течение последнего десятилетия существенно изменились, что очевидно повлияло на

их свойства и характеристики (параметры), существует необходимость в уточнении коэффициентов сопротивления качению колес разных мобильных машин (тракторов, автомобилей, сельскохозяйственных машин). С учетом имеющихся недостатков в существующих методах и устройствах для экспериментального определения силы и коэффициента сопротивления качению колеса, существуют резервы для их совершенствования, что позволит повысить точность регистрации необходимых параметров.

Ключевые слова: коэффициент, сила, сопротивление, качение, колесо, шина, опорная поверхность, давление, динамометр.

ANALYSIS OF FACTORS AFFECTING WHEEL ROLLING RESISTANCE FORCE AND COEFFICIENT *Beshun O. A., Melanchenko Ya. V.*

Abstract. In the tractor and automobile theory conditional quantitative description of wheel rolling resistance, which is determined as a relation of rolling resistance wheel force to his normal loading and named of rolling resistance wheel coefficient, is used. It is offered by researchers a number of methods, receptions and construction of equipment which allows determining this index experimentally for determination of this parameter.

In this article the analysis of existent methods of rolling resistance wheel force and coefficient determination is executed, and also factors which affect the value of these parameters under various conditions to exploitation of mobile power and transport facilities.

The executed analysis allowed to do a conclusion about that from a plenty of factors, and also enormous diversity of both types and types of tires, and states and types of supporting surfaces and other factors, that affect the size of rolling resistance wheel force and coefficient, and also taking into account complication of process of co-operation of wheel with a supporting surface, to this time there is no analytical model of computation of the last for the general case. Therefore afore-mentioned indexes are determined by experimental methods exceptionally. But taking into account, that constructions of pneumatics and technology of their making during the last decade changed substantially, that obviously affected their properties and descriptions (parameters), there is a necessity in clarification of rolling resistance wheels coefficients of different mobile machines (tractors, cars and other machines). Taking into account the present failing in existent methods and devices for experimental determination of rolling resistance of wheel force and coefficient, there are backlogs for their perfection that will allow promoting exactness of registration of necessary parameters.

Key words: coefficient, force, resistance, rolling, wheel, tire, pressure, dynamometer.

УДК 620.179.16

ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗВИТКУ ПОШКОДЖЕННЯ КОНСТРУКЦІЙНОЇ СТАЛІ МЕТОДОМ АКУСТИЧНОЇ ЕМІСІЇ

О. О. Давиденко

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Кореспонденція автора: davydenko@gmail.com.

Історія статті: отримано – вересень 2018, акцентовано – листопад 2018.

Бібл. 6, рис. 3, табл. 0.

Анотація. У статті наведені результати досліджень процесу формування макротріщини на спадаючій ділянці повної діаграми деформацій з використанням методу акустичної емісії (АЕ). Показано, що для встановлення якісних і кількісних відмінностей в розподілі АЕ необхідне спеціальне обладнання - сервосистема, що дозволяє гальмувати процес руйнування. Результати зіставлення спектра розподілу швидкості рахунку АЕ і залежності «навантаження – час» на спадаючій ділянці діаграми деформацій дозволили виявити параметр АЕ, що характеризує зрощення пошкоджень і спостерігається до моменту утворення макротріщини, де відбувається перехід від дискретного до безперервного розподілу АЕ, початок втрати сигналу АЕ в дефектах і його повне зникнення в момент утворення макротріщини. Параметр АЕ, що характеризує момент зрощення пошкоджень, запропонований в якості верхньої межі мікротріщиноутворення і може бути використаний для встановлення стадії відмови при проведенні діагностики металоконструкцій, включаючи конструкції під дією робочого тиску.

Ключові слова: акустична емісія, кінетика пошкодження, п'єзодатчик, макротріщина, діагностика.

Постановка проблеми

Акустико-емісійний метод контролю якості конструкцій, виробів, заснований на явищі випромінювання деформованим тілом пружних коливань або акустичної емісії (АЕ) є досить перспективний для виявлення дефектів при роботі металоконструкцій.

Кожен параметр сигналу АЕ пов'язаний з будь-яким параметром процесу руйнування і є його акустичним відображенням.

Одне з завдань акустико-емісійної діагностики – попередження аварійних ситуацій на основі визначення кінетики пошкодження на ранніх стадіях руйнування, враховуючи, що стадія накопичення розсіяного пошкодження займає до 80% ресурсу матеріалу.

Оцінка стабільності (кінетики) процесу руйнування можлива лише при наявності установок з регульованою жорсткістю, що забезпечує навантаження зразків в умовах постійних або уповільнених деформацій.

Це дозволяє зафіксувати з достатньою точністю деформації, відповідні максимуму діаграми “ $P-\Delta l$ ”, проводити випробування зразків з різною швидкістю, вирощувати натуральні макротріщини при статичному навантаженні і при цьому визначати відповідні параметри АЕ.

Аналіз останніх досліджень

Метод акустичної емісії дозволяє реєструвати межу плинності, момент появи тріщини в матеріалах і досліджувати її розвиток в процесі навантаження [1, 2].

Однак, необхідні дослідження пошкоджень на ранніх стадіях руйнування і виявлення відповідних акустичних параметрів до моменту утворення макротріщин, особливо при проведенні діагностики під дією підвищених навантажень конструкцій після циклічної напрацювання, судин при гідровипробуваннях.

Разом з тим, виникає питання локалізації джерела сигналу АЕ і його характеристика за ступенем небезпеки.

Методи визначення координат дефектів, основані на різниці часів приходу сигналу АЕ на п'єзодатчики.

Сучасні АЕ-системи поряд із записом форми сигналів і її аналізом в режимі реального часу, дозволяють зменшити похибку локалізації дефектів до 5%.

У відомих роботах розвиток дефектів оцінюється шляхом порівняння зміни певного параметра сигналів АЕ з еталонною кривою [3, 4].

Мета досліджень

Мета досліджень – виконати оцінку пошкодження конструкційної сталі при статичному

деформуванні на етапі зародження макротріщини методом акустичної емісії.

Результати досліджень

Дослідження проведені з використанням сервосистеми "Schenk Hidropuils" і акустичного аналізатору "Locap – 320" з основними характеристиками: число каналів – 1...8; діапазон виміру амплітуди 0–127 дБ; діапазон виміру рівня шуму 0–127 дБ; число осциляцій 0–1000000. Обробка сигналів АЕ здійснювалася на основі кластерного аналізу вбудованою комп'ютерною системою і виводилася на екран монітора у вигляді графіків розподілу параметрів АЕ. В якості датчиків, використовувалися п'єзоелектричні перетворювачі діаметром 3 мм, рис.1. Для відсікання шумів від системи навантаження в шпінтах кріплення зразків кріпили п'єзодатчики діаметром 12 мм. Зразки для випробувань були підібрані з різними концентраторами напружень. В якості матеріалу для виготовлення зразків використовувалася

конструкційна сталь, механічні характеристики якої відповідали конструкційній сталі Ст20: $\sigma_{0,2}=241$ МПа, $\sigma_b=396$ МПа, $\delta=27\%$, $\varphi=67\%$.

В процесі випробувань визначали розподіл акустичних параметрів: число зареєстрованих перевищень імпульсів АЕ встановленого рівня дискримінації часу спостереження - сумарний рахунок АЕ, відношення сумарного рахунку АЕ до інтервалу часу спостереження - частота подій АЕ.

Типова діаграма швидкості рахунку АЕ уздовж спадаючої кривої діаграми « $P-\Delta l$ » для зразків радіусом концентратора $R=7$ мм після циклічного напруження приведена на рис. 2 спільно з діаграмою «навантаження-час».

Як видно з рис. 2, спостерігається зменшення швидкості рахунку сигналів АЕ від точки (А) до точки (В), що свідчить про деяке зміцнення матеріалу. Подібний розподіл сигналів акустичної емісії на даній ділянці спостерігався в дослідженнях [6] для різних конструкційних сталей. Точка (В) характеризує завершення ділянки зміцнення і початок зародження пошкоджень.

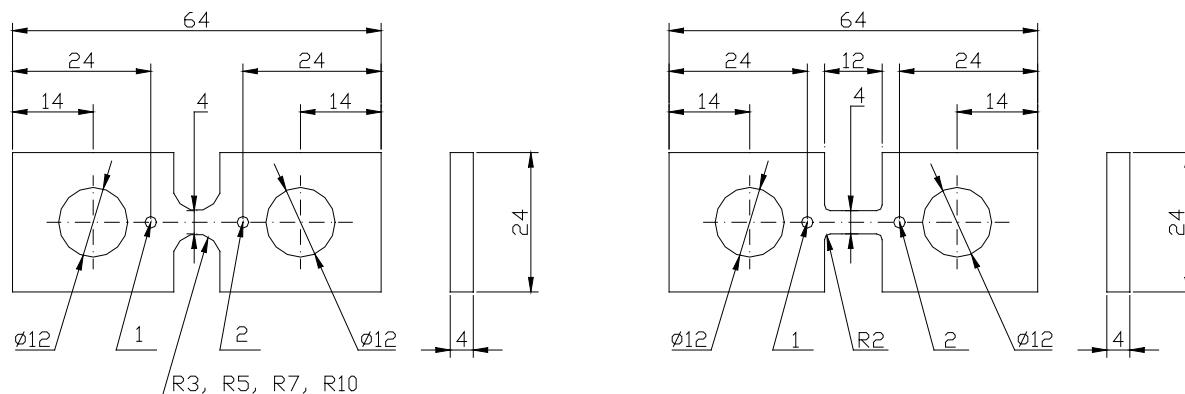


Рис. 1. Розміри зразків і схема розташування перетворювачів АЕ: 1, 2 – п'єзодатчики діаметром 3 мм.

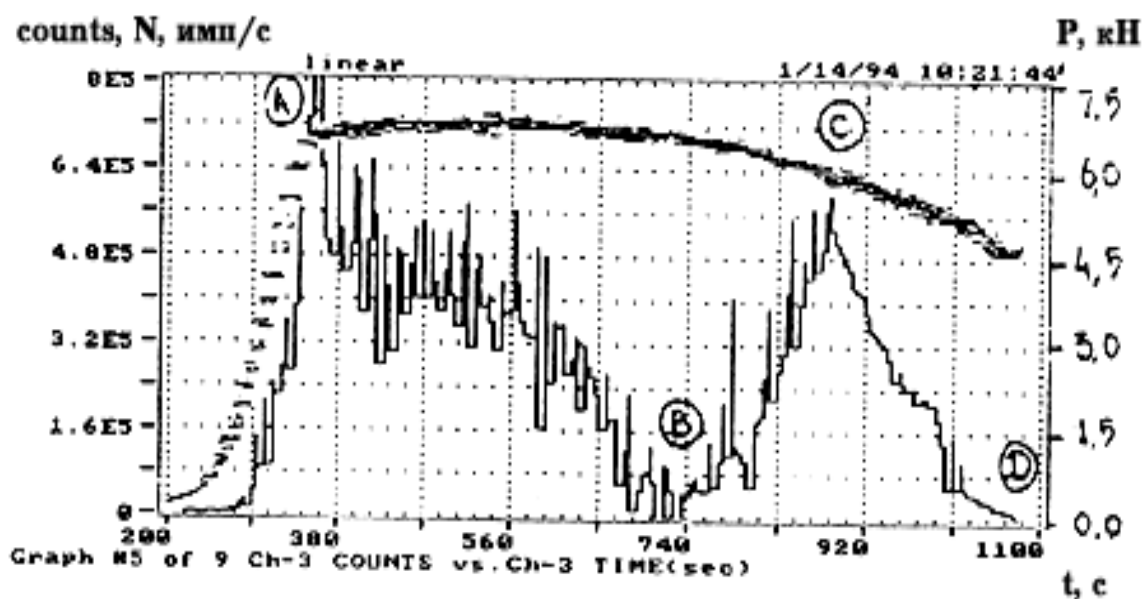


Рис. 2. Діаграма частоти подій АЕ на спадаючій ділянці кривої « $P-\Delta l$ » для зразків з радіусом концентратора $R=7$ мм після циклічного напруження ($P_{\max}^y = P_{\max}^{st}$, $N = 104$ циклів).

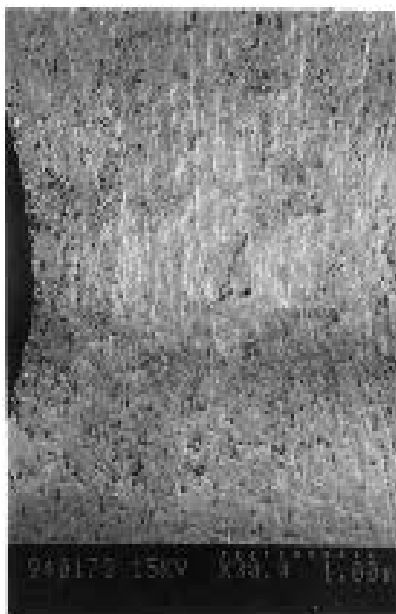


Рис. 3. Момент початку формування макротріщини.

Наступний період деформування пов'язаний з ростом і накопиченням пошкоджень на ділянці (В-С), що відображається зростанням розподілу параметра рахунку сигналів АЕ до точки (С). Після точки (С) спостерігається другий період зменшення параметра частоти подій АЕ. Це пояснюється тим, що частина сигналів акустичної емісії починає втрачатися при утворенні великих розмірів пошкоджень. На даному етапі деформування спостерігається характерний перехід від дискретного розподілу акустичної емісії до безперервної АЕ. Отже, точка (С) може бути визначена як точка початку зрощення пір пошкоджень, що утворюються. Остання точка (D) на рис. 2 характеризує критичне зрощення пір, формування і початок зростання макротріщини. На діаграмах « $P-\Delta l$ » цей період характеризується початком лінійної ділянки спадаючої гілки кривої. Дані акустичних досліджень підтверджують і

спеціально виконані металографічні дослідження зразків на стадії зародження макротріщини. На рис. 3 показано, що просування тріщини пов'язано зі злиттям вершини тріщини з найближньою порою. Таким чином, вершина тріщини «шукає» пору, що і визначає в подальшому звивистий слід тріщини. Слід відзначити, що точку (С) на рис. 2 можна також характеризувати як момент завершення накопичення пошкоджень, оскільки, після точки (С) практично не спостерігається зростання сумарного рахунку сигналів акустичної емісії. Нагадаємо, що сумарний рахунок включає суму дискретних імпульсів акустичної емісії, виділених приладом в одну подію.

Таким чином, отримані криві зміни акустичних параметрів під дією зовнішнього навантаження відображають стадійність стану структурних трансформацій досліджуваних сталевих зразків, які визначаються верхньою межею мікротрещіноутворення. Параметр АЕ і деформації, відповідні верхній межі мікротрещіноутворення (точка С), можуть бути використані для встановлення відмов при проведенні діагностики або розрахунку металевих конструкцій на малоциклову утому.

Висновок

1. Результати зіставлення спектра розподілу швидкості рахунку АЕ і залежності «навантаження - час» на спадаючій ділянці діаграми деформацій дозволили виявити пік АЕ, що характеризує зрощення пошкоджень і спостерігається до моменту утворення макротріщини.

2. Встановлено, що на даному етапі відбувається перехід від дискретного до безперервного розподілу АЕ, початок втрати сигналу АЕ в дефектах зрощення і його повне зникнення в момент утворення макротріщини.

3. Параметр частоти подій АЕ, що характеризує момент зрощення пошкоджень, запропонований в якості верхньої межі мікротрещіноутворення і може бути використаний для встановлення останньої стадії пошкодження і відмов при проведенні діагностики металоконструкцій, включаючи конструкції під дією робочого тиску.

Список літератури

1. Стрижало В. А., Добровольский Ю. В., Стрельченко В. А. Прочность и акустическая эмиссия материалов и элементов конструкции. Ин-т проблем прочности. Киев: Наукова думка. 1990. 232 с.
2. Чаусов Н. Г., Недосека С. А., Лебедев А. А. Влияние вида напряженного состояния на параметры акустической эмиссии, регистрируемые на заключительных стадиях деформирования металлов // Техническая диагностика и неразрушающий контроль. 1993. № 3. С. 33–38.
3. Недосека А. Я., Яременко М. А., Овсиенко М. А., Харченко Л. Ф. О применении метода акустической эмиссии для контроля промышленных конструкций.

Техническая диагностика и неразрушающий контроль. 2003. № 3. С. 3–6.

4. Анисимов В. К. Однозначное определение координат источников акустической эмиссии в листовых материалах. Дефектоскопия. 1990. № 7. С. 11–15.

5. Скальский В. Р., Буйло С. И., Станкевич Е. М. Критерий оценки хрупкого разрушения стекла по сигналам акустической эмиссии. Дефектоскопия. 2012. № 5. С. 26–34.

6. Трошченко В. Г., Стрижало В. А. Методика исследования закономерностей нестабильного развития трещин при циклическом нагружении с использованием явления акустической эмиссии. Проблемы прочности. 1995. № 12. С. 30–33.

References

1. Strizhalo, V. A., Dobrovolsky, Yu. V., Strelchenko, V. A. (1990). Durability and acoustic emission of materials and structural elements. Inst problems of strength. Kiev: Sciences. Dumka, 232.

2. Chaurov, N. G., Nedoseka, S. A., Lebedev, A. A. (1993). The influence of the type of stress on the parameters of acoustic emission, recorded at the final stages of the deformation of metals. Technical Diagnostics and Non-Destructive Testing. № 3. 33-38.

3. Nedoseka, A. Ya., Yaremenko, M. A., Ovsienko, M. A., Kharchenko, L. F. (2003). On the application of acoustic emission method for the control of industrial structures. Technical diagnostics and non-destructive testing. № 3. 3-6.

4. Anisimov, V. K. (1990). Unambiguous determination of the coordinates of acoustic emission sources in sheet materials. Flaw Detection. № 7. 11-15.

5. Skalsky, V. R., Buylo, S. I., Stankevich, E. M. (2012). Criterion for assessing the brittle fracture of glass by acoustic emission signals. Defectoscopy. N 5. 26-34.

6. Troshchenko, V. G., Strizhalo, V. A. (1995). Methodology for studying the laws of unstable crack development under cyclic loading using the phenomenon of acoustic emission. Problems of Strength. 1995. № 12. 30-33.

повреждений, наблюдаемое до момента образования макротрещины, когда происходит переход от дискретного к непрерывному распределению АЕ, начало потери сигнала АЭ в дефектах и его полное исчезновение в момент образования макротрещины. Параметр АЕ, характеризующий момент срастания повреждений, предложенный в качестве верхней границы микротрещинообразования и может быть использован для установления стадии отказа при проведении диагностики металлоконструкций, включая конструкции под действием рабочего давления.

Ключевые слова: акустическая эмиссия, кинетика повреждения, пьезодатчик, макротрещины, диагностика.

RESEARCH OF DEVELOPMENT OF DAMAGE OF CONSTRUCTION STEEL WITH ACOUSTIC EMISSION METHOD

Davidenko O. O.

Abstract. The article presents the results of studies of the formation of a macrocrack in the falling part of the complete strain diagram using the acoustic emission method (AE). It is shown that to establish the qualitative and quantitative differences in the distribution of AE, special equipment is needed – a servo system, which makes it possible to slow down the process of destruction. The results of comparing the spectrum of the distribution of the AE counting rate and the load – time relationship on the falling portion of the strain diagram revealed the AE parameter characterizing the damage accretion observed before the formation of the macrocrack, when the transition from the discrete to the continuous AE distribution occurs, the loss of the AE signal in defects and its complete disappearance at the moment of macrocrack formation. Parameter AE, characterizing the moment of accretion of damage, proposed as the upper limit of the micro-crease and can be used to establish the stage of failure during the diagnostics of metal structures, including structures under the action of working pressure.

Key words: acoustic emission, damage kinetics, piezoelectric sensor, macrocracks, diagnostics.

ИССЛЕДОВАНИЕ РАЗВИТИЯ ПОВРЕЖДЕНИЯ КОНСТРУКЦИОННОЙ СТАЛИ МЕТОДОМ АКУСТИЧЕСКОЙ ЭМИССИИ

О. О. Давиденко

Аннотация. В статье приведены результаты исследований процесса формирования макротрещины на спадающем участке полной диаграммы деформаций с использованием метода акустической эмиссии (АЭ). Показано, что для установления качественных и количественных различий в распределении АЕ необходимо специальное оборудование – сервосистема, что позволяет тормозить процесс разрушения. Результаты сопоставления спектра распределения скорости счета АЭ и зависимости «нагрузка - время» на спадающем участке диаграммы деформаций позволили выявить параметр АЕ, характеризующий срастания

УДК 631.1.004

ПРИСТОСОВАНІСТЬ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ ДО КОНТРОЛЮ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ

Д. Ю. Калініченко, І. Л. Роговський

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Кореспонденція авторів: irogovskii@ukr.net.

Історія статті: отримано – вересень 2018, акцентовано – листопад 2018.

Бібл. 13, рис. 5, табл. 5.

Анотація. В основі технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів за технічним станом лежить технічний контроль, за допомогою якого проводять безперервний або періодичний контроль параметрів технічного стану, що характеризують поточний фактичний стан вузлів, механізмів чи агрегатів. Прогнозування виконують при безперервному контролі для визначення наробітку, протягом якого збережеться працездатний стан, а при періодичному контролі – для визначення моменту часу наступного контролю.

Процес технічного контролю несправностей складається з виявлення та локалізації дефектів у системі зернозбиральних комбайнів. Одним з прикладів є система технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів, де потрібна висока надійність і працездатність, низький рівень викидів, крім того, технічний контроль сприяє підвищенню ефективності ТО зернозбиральних комбайнів.

Ключові слова: аналіз, система, стратегія, технічне обслуговування, зернозбиральний комбайн.

Постановка проблеми

Досвід діагностування машин показав, що від того наскільки об'єкт пристосований до діагностування визначеними діагностичними засобами значно залежить реалізація самого процесу [1]. Тому, не випадково, нормативні документи по контролепридатності передували нормативам по системам і процесам діагностування, а показники ефективності ідентичні між собою [2].

В основному всі технології складаються із технологічних карт по оцінці складних частин комбайна [3]. Аналіз технологій діагностування комбайнів показує, що число виконавців робіт коливається від одного до шести-семи [4]. Так, в маршрутній технології централізованого технічного обслуговування і в технології технічного обслуговування комбайна передбачено сім виконавців, які працюють по першій технології на двох, а по другій – на 4-х постах [5].

Разом з тим в технологіях не вказані роботи, що виконуються кожним конкретним виконавцем, хоча методичні рекомендації і вказівки про необхідність

розподілення обов'язків між членами ланки виконавців є в наявності [6].

Кількість подібних показників практично необмежено [7]. Кожний з таких коефіцієнтів характеризує якусь одну сторону технологічності і ні один із них не можна використовувати в якості загальної характеристики технологічності, так як при порівнянні різної трудомісткості це може призвести до невірної оцінки [8].

Необхідно відмітити, що поділ операцій на основні та допоміжні самі по собі викликають різне відношення до них [9]. Результатом такого підходу є те, що допоміжні операції стали більш трудомісткими ніж основні [10]. На нашу думку не повинно бути допоміжних операцій, так як вони утворюють послідовний ланцюг і повинні розглядатись послідовно в комплексі [11-13].

Аналіз останніх досліджень

Заслугує уваги метод оцінки технологічності машин при технічному обслуговуванні, запропонований інженером Шанінім В.В. на основі порівняння векторів процесів із використанням методів багатовимірного статистичного аналізу і теорії розпізнавання образів. Однак, трудність застосування цього методу складається у визначенні вагомості множини показників і знаходження вектору.

Приймаючи до уваги, що розробка вимог, пред'явлених з однієї сторони до виробників комбайнів, а з іншої сторони – до виробників діагностичних засобів передбачених багатьма нормативними документами до сьогодення часу назріла гостра необхідність застосовувати досить прості показники і методи їх оцінки, які б чітко вказували, що доцільно удосконалювати в першу чергу і яким очікується результат.

Досить важливим є визначення таких показників і відповідних вимог на ранній стадії розробки системи діагностування. Так, Радченко С.Я., Михайліченко А.Л. і Шутов Ю.В. запропонували метод розрахунку ефективності діагностування на стадії проектування і впровадження сільськогосподарських машин. Одна, для визначення коефіцієнта, що характеризує доцільність діагностування, необхідно знати

ймовірність відмов і ймовірність їх виявлення даним методом діагностування, що знижує цінність даного методу. Вченими також визначена багатофакторна залежність питомої оперативної трудомісткості технічного обслуговування і діагностування бавовняних машин в залежності від таких факторів як максимальна кривокова потужність, конструктивна вага, умовний об'єм, а також емпіричні залежності питомої трудомісткості від кожного із цих факторів. Розроблено досить значну кількість аналогічних залежностей між трудомісткістю обслуговування і різними факторами конструкції комбайнів. В якості таких факторів Соломкін А.Б. використовував число точок обслуговування, їх доступність, продуктивність оператора, Халфин М.А. – потужність двигуна, Барамзин С.В. – балансову вартість комбайна.

Для прогнозування затрат праці на розбирання-складання вузла Івашенко М.І. і Тютіним Б.А. виведена функція доступу на основі аналізу доступності до складових частин машини. Однак, ця функція враховує тільки кількість знімних деталей, одночасність і послідовність без врахування їх ваги, зручності, встановлення, геометричних розмірів і т.д. Крім того, рекомендована оцінка доступності вимірюється в спеціальних одиницях, обчислених від 0 до безкінечності і не пов'язана з основними показниками ефективності процесу. Це незручно для порівняння систем діагностування і його компонентів.

Наведені методи дають можливість отримувати наближені дані, так як, наприклад, при одній і тій же потужності або вазі машини можливі різні конструктивні рішення, а відповідно і різні трудомісткості. Ці показники прийнятні для прогнозування рівня технічного прогресу.

Таким чином, існуючі показники технічного обслуговування діагностування комбайнів недостатньо дозволяють оцінити технологічний процес обслуговування та розкрити резерви його удосконалення. Застосовані показники технологічності дають односторонню оцінку без врахування динамічності процесу протікання процесу в часі. Відсутні показники і методи оцінки впливу компонентів системи обслуговування на її ефективність. Удосконаленню підлягають методи оцінки на різних стадіях створення системи обслуговування.

Відмінністю лише є те, що при оцінці контролепридатності визначається питома сумарна оперативна трудомісткість, віднесена до однієї могодини напрацювання комбайна:

На об'єм виконуваних робіт впливає повнота діагностування, яка характеризується коефіцієнтом:

$$K_{п.п} = \frac{P_K}{P_0},$$

де: P_0 – число діагностичних параметрів, встановлених для даного параметру, використання яких забезпечує методичну достовірність перевірки.

В праці Топіліна Г.Є. пропонується також враховувати частку контролюючих операцій технічного обслуговування.

Четвертий показник контролепридатності оцінює забезпеченість комбайна типовими пристроями сполучення:

$$K_0 = \frac{P_K}{P_H},$$

де: P_K – число перевірочних параметрів при Д₁, Д₂, Д₃, для вимірювання, в яких наявні пристрої сполучення і не потрібні монтажно-демонтажні роботи при встановленні діагностичних засобів; P_H – число перевірочних параметрів при Д₁, Д₂, Д₃.

Аналогічний показник передбачається з контролепридатності виробів, де він називається коефіцієнтом безрозбірного діагностування. розрахунок цього показника відбувається на основі документації комбайна із врахуванням класифікації типових елементів для контролю (ТЕК), розроблених Аристовим А.М. В праці введений аналогічний коефіцієнт уніфікації ТЕК, характеризуючий частку уніфікованих елементів у їх загальному числі. Різновидом цього показника є також коефіцієнт, який характеризує частку параметрів, доступних для виміру даним комплектом приладів.

Чим більше значення цих коефіцієнтів, тим краща пристосованість комбайна до діагностування, так як скорочуються монтажно-демонтажні роботи при встановленні вимірювальних перетворювачів, зменшиться число типорозмірів сполучень. Вчені такі показники пропонують використовувати для оцінки загального рівня пристосованості комбайнів до діагностування.

В загальному показники контролепридатності класифікуються на основні та допоміжні, причому до основних відносяться ті, які повинні входити в технічне завдання на розробку виробу і бути нормованими, а до допоміжних – показники, які повинні враховувати фактори, які впливають на рівень основних показників, а також використовуються для оцінки заходів по забезпеченню і підвищенню рівня пристосованості машин до діагностування. Крім такої кваліфікації, в ряду випадків розрізняють також часові показники, технічні, інформаційні, ймовірнісні та економічні, назва яких характеризує їх призначення.

Як бачимо, наведені показники характеризують номенклатуру контролюючих параметрів, тривалість і трудомісткість їх оцінки. Якщо номенклатура параметрів визначається конструкцією комбайна, то тривалість і трудомісткість їх оцінки є залежною від застосованих засобів діагностування і людини-виконавця. Тобто, віднести показники трудомісткості і тривалість до повністю залежним від конструкції комбайна є неправомірним, оскільки ці показники характеризують всю систему діагностування. Крім згаданих основних показників ще додатково розглянуті показники, в числі яких:

- коефіцієнт пристосованості комбайна до серійних засобів контролю, що є відношенням кількості параметрів серійними засобами і засобами, встановленими на комбайні (в тому числі, прикладаються в ЗІП) до загальної кількості параметрів технічного стану комбайна;

- коефіцієнт уніфікації приєднувальних місць засобів контролю, що є відношенням числа уніфікованих місць до їх загального числа;
- кількість параметрів, які контролюються з місця механізатора.

Приймаючи до уваги, що визначена множина параметрів дозволяє об'ємно оцінити властивість пристосованості комбайна до технічного обслуговування і діагностування.

Топилін Г.Є. пропонує використовувати комплексний показник на основі ранжирування окремих власних показників по «вазі». При цьому «вага» показників визначається із застосуванням експертних і статистичних оцінок.

В праці Топиліна Г.Є. для прогнозу трудомісткості технічного обслуговування запропонована регресійна залежність між трудомісткістю і конструктивними, експлуатаційно-технологічними факторами комбайна. Цей метод заслуговує уваги, так як дозволяє скоротити терміни оцінки контролепридатності комбайна.

Однак фактори в даній роботі прийняті досить загальні, характеризуючи комбайн, як об'єкт призначення і обслуговування (число ємностей, число точок мащення, число інструментів і т.п.).

Так, ємності для олив, точки мащення так же, як і точки діагностування можуть відрізнитись один від одного за конструктивними і іншими характеристиками. Вибір таких факторів не дозволяє на ранній стадії розробки конструкції комбайна дати конкретні рекомендації по удосконаленню самого конструктивного вузла або точки обслуговування.

Садиков Б.Г. пропонує для дослідження контролепридатності машин використовувати апарат математичної логіки і алгебри логіки, описуючи об'єкт діагностування моделлю, яка являє собою суперпозиційну функцію.

В основі цього методу лежить встановлення взаємозв'язку між елементами вузла і оцінки його впливу на параметри технічного стану цього вузла або агрегату.

Так як взаємозв'язки між елементами вузла і вузлів агрегату є різними, то потрібно знаходити кожну суперпозиційну функцію, яка впливає на узагальнюючу функцію, що потребує значного об'єму вихідних даних і ускладнює застосування даного методу.

При розробці заходів з підвищення рівня пристосованості конструкцій комбайнів до діагностування зручно користуватись економічним методом оцінки, запропонованим вченими НАПІ, який базується на співставленні приведених затрат по засобам базового і нового варіантів комбайна.

Таким чином, для оцінки рівня пристосованості комбайнів до діагностування є значна номенклатура показників, що створює складності при оцінці і порівнянні машин.

Недоліком основних показників, застосованих для оцінки, є те, що вони фактично характеризують процес діагностування, що здійснюється системою діагностування.

Ці показники не дозволяють розглядати комбайн, як складову частину цієї системи. Існуючі моделі

прогнозування трудомісткості обслуговування на основі конструктивних факторів комбайна можуть бути використані на самій ранній стадії його розробки, коли ще немає робочих креслень, але відома загальна компоновка комбайна і не дозволяє дати конкретні рекомендації по удосконаленню конкретного конструктивного вузла комбайна, точки обслуговування.

Всі показники носять, в основному, економічний і технічний характер. Залишаючи в стороні технологічні якості приладів.

Окремі показники враховують число виконавців і раціональність використання робочого часу, але вони не дозволяють оцінити динаміку процесу та виявити існуючі потенційні резерви. Відсутня прийнята методика із визначення «вкладу» засобів діагностування в показники ефективності всієї системи діагностування.

Разом з тим, аналіз експлуатації засобів діагностування свідчить про необхідність удосконалення для підвищення ефективності процесу як в стаціонарних, так і в польових умовах.

Так, враховуючи поставлену задачу зниження питомих витрат палива дизелями 10-12% актуальним стає вимірювання потужно-економічних показників при діагностуванні під час ТО-2 і ТО-3. Не дивлячись на серійний випуск приладів типу ИМД-Ц в картерах маховиків комбайнових двигунів до сих пір немає отворів для підключення цих приборів.

Стационарних стендів типу КИ-8927, КИ-8940 недостатньо. Раніш випущені стенди типу КИ-4935, СТЕУ-40-1000 є малопотужними і не забезпечують перевірку енергонасичених комбайнів.

В теперішній час випуск пересувних діагностичних установок КИ-13905 і КИ-4270, а також пересувних ремонтно-діагностичних майстерень КИ-9924 і МПР-817Д відбувається за межами України. При налагодженні випуску таких установок слід врахувати їх недоліки.

Ці установки не забезпечують контроль і регулювання потужно-економічних показників і, в цілому, питомої витрати палива.

Багато приборів, що перевозяться в діагностичних установках потребують значних демонтажно-монтажних робіт на комбайні. В силу цих і інших причин діагностування Д-3 практично в господарствах не проводиться.

Це скорочує ресурс і знижує надійність комбайнів. Тому однією із задач в області діагностування с/г комбайнів є використання методів і засобів, що оцінюють технічний стан складних частин без їх демонтажу з комбайна.

Заслуговує уваги пропозиція Бельських В.І. з перевірки і регулюванні паливних насосів та форсунок без зняття їх з двигуна, але запропонована методика передбачає використання гальмівного стенду.

Необхідно відмітити, що розроблена серія гальмівних стендів і в останній час спостерігається тенденція до їх широкого застосування.

Це пояснюється, по-перше тим, що на відміну від автомобілів, с/г машин і іншої техніки, с/г комбайни пристосовані до цього методу, маючи вали відбору потужності.

Друга перевага цього методу – це можливість оперативного створення номінальних навантажувальних, теплових і швидкісних режимів для контролю більшості діагностичних параметрів двигуна.

Це дає можливість застосування віброакустичних і інших ефективних методів діагностування, так як є можливість прокрутки трансмісії, колінчатого валу від зовнішнього джерела.

І третя перевага гальмівного стенду складається в його найбільшій точності оцінки потужності і витраті палива двигунів в порівнянні з іншими методами.

Слід враховувати, що можливості гальмівного методу розширюють парціальний і диференціальний методи, які дозволяють використовувати малопотужні стенди для випробування енергонасичених комбайнів.

Основним недоліком гальмівних стендів є їх громоздкість, потреба в приміщенні, необхідність в капітальних затратах.

Тому в передових західних країнах застосовуються пересувні установки для гальмування комбайна через ВВП (стандарт ІСО) з метою максимального наближення робіт по технічному обслуговування до місць експлуатації комбайнів. В нашій країні також є розробки пересувних гальмівних установок але виготовлені лише дослідні зразки.

Мета досліджень

Метою теперішнього дослідження є зниження трудових затрат на технічне обслуговування і сільськогосподарських комбайнів за рахунок удосконалення технологічності процесу обслуговування.

Результати досліджень

Таким чином, існуючі пересувні діагностичні установки доцільно модернізувати з метою максимального використання прогресивних методів і засобів діагностування, можливість проведення діагностичних, регульовальних і мало трудомістких ремонтних робіт в польових умовах. Окремі показники технологічності не відображають динаміку процесу, не дозволяє порівнювати різні процеси і розкрити існуючі потенціальні резерви. Існуючі пересувні засоби обслуговування і діагностування підлягають модернізації (рис. 1).

Операційні технології складались відповідно методики для двох виконавців, в результаті якої показники технологічності для Д-2 тракторів №4, №1, №2, №3 збільшились до 1,5...1,8. При цьому інтенсивність роботи окремого виконавця збільшилась від 0,75 до 0,90 (рис. 2).

Удосконалення технологічності процесу Д-2 приведено на прикладі комбайна №2. На рис. 2 представлено трудонапруженість робіт виконавця цього процесу діагностування і відповідна функція технологічності. В існуючій (базовій) технології використання робочого часу виконавцями є нерівномірним.

Слюсар використовує менше ніж на половині тривалості процесу. Комбайнер простоє при оцінці майстром зазорів в клапанному механізмі і куту нахилу важеля муфти зчеплення пускового двигуна. Майстер очікує момент створення необхідного режиму для перевірки гальмівної системи після оцінки технічного стану муфти зчеплення.

Для досягнення мети намічається вирішити наступні задачі (рис. 3):

1. Формулювати обслуговування як технологічний процес і обґрунтувати критерії для порівняльної оцінки його технологічності.

2. Розробити модель взаємозв'язку системи «людина-засіб-машина», яка оцінює вплив кожного компоненту на показник ефективності процесу обслуговування.

3. Вибрати і обґрунтувати фактори, які визначають процес обслуговування і дозволяють проводити прискорену оцінку його показників ефективності на ранній стадії розробки системи обслуговування.

4. Провести експериментальні дослідження і дати порівняльну оцінку процесів обслуговування різних типів сільськогосподарських комбайнів і розробити рекомендації з інтенсифікації технологій обслуговування, удосконалення комбайнів і засобів обслуговування.

Як показали показники хронометражного спостереження (рис. 4), майже половина від сумарної трудомісткості діагностування займають допоміжні роботи (табл. 1), причому, підготовчі і заключні роботи, маючи приблизно однаковий об'єм, знаходяться між собою в певній залежності (табл. 2). Це може використовуватись для скорочення числа хронометражів при оцінці тривалості операцій (табл. 3). Нами встановлено, що відношення між трудомісткістю підготовчих і заключних робіт може бути представлено залежністю (табл. 3). Ця залежність є усередненою і повинна уточнюватись для конкретної конструкції комбайна.

На рис. 5 графічно представлені приватні коефіцієнти, які характеризують частку підготовчих, основних і заключних робіт у цикловій трудомісткості діагностування розглядаючих комбайнів – їх двигунів.

Найбільшу частку допоміжних робіт має комбайн №4 (0,53) і його двигун (0,59), а найменшу – комбайн № 2 (0,42) і його двигун (0,37). Огляд приватних показників за видами діагностування (табл. 4) також показує переважаючий вплив двигуна на сумарну трудомісткість.

За Д-1 найбільшу трудомісткість допоміжних робіт також має комбайн № 4 (0,67) і його двигун (0,77), що пов'язано з більшим об'ємом робіт по забезпеченню доступу до акумуляторам і до приводного ремня вентилятора (табл. 5).

Для інших комбайнів значення приватних коефіцієнтів допоміжних робіт складає 0,42...0,50 і подальше вдосконалення цього виду діагностування складається в скороченні всього об'єму робіт и застосування нових методів діагностування.

На нашу думку, доцільно взагалі виключити допоміжні роботи із цього виду діагностування.

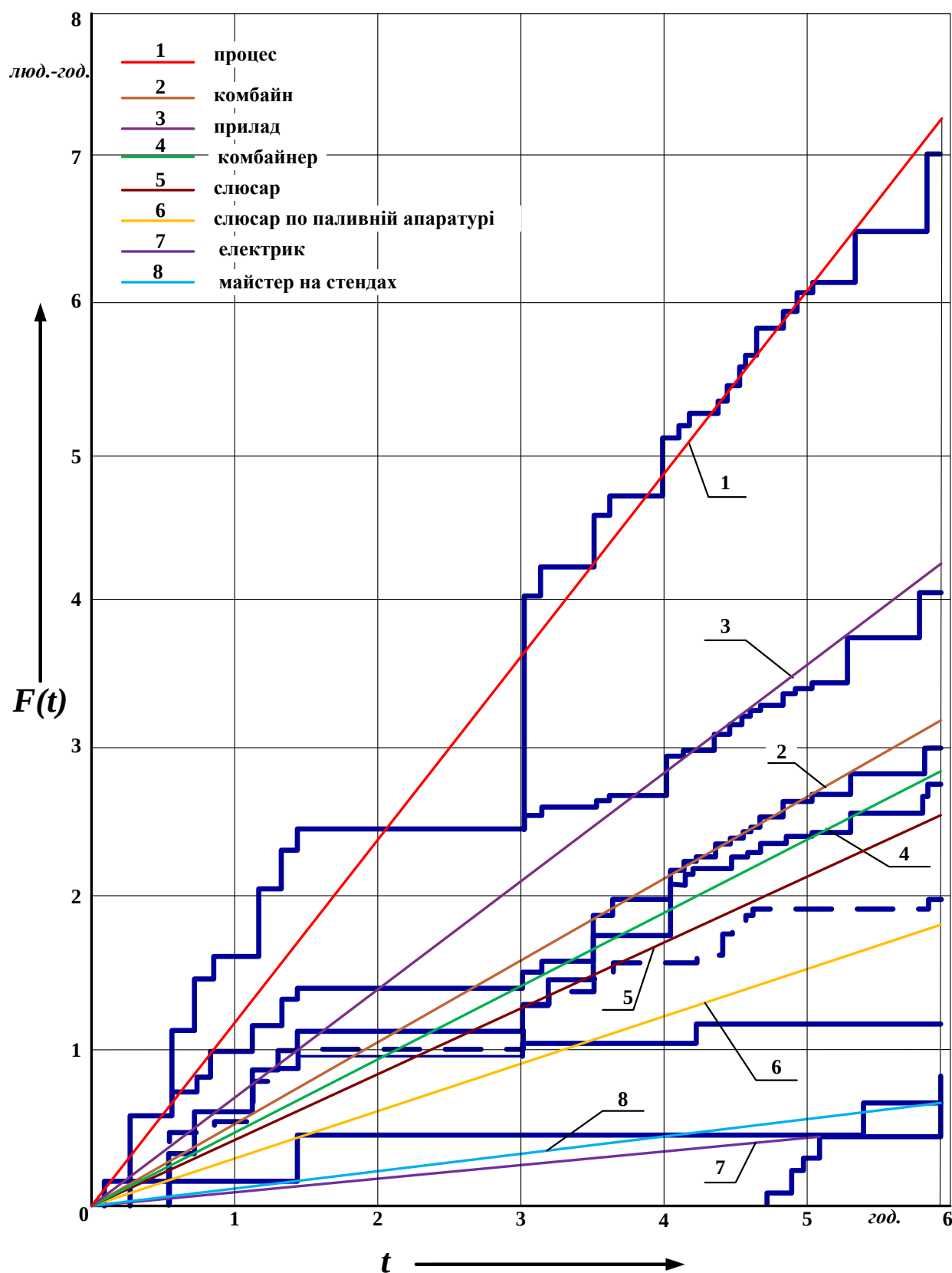


Рис. 1. Технологічність процесу діагностування і робіт, які залежать від компонентів – зернозбирального комбайна, приладів, виконавців.

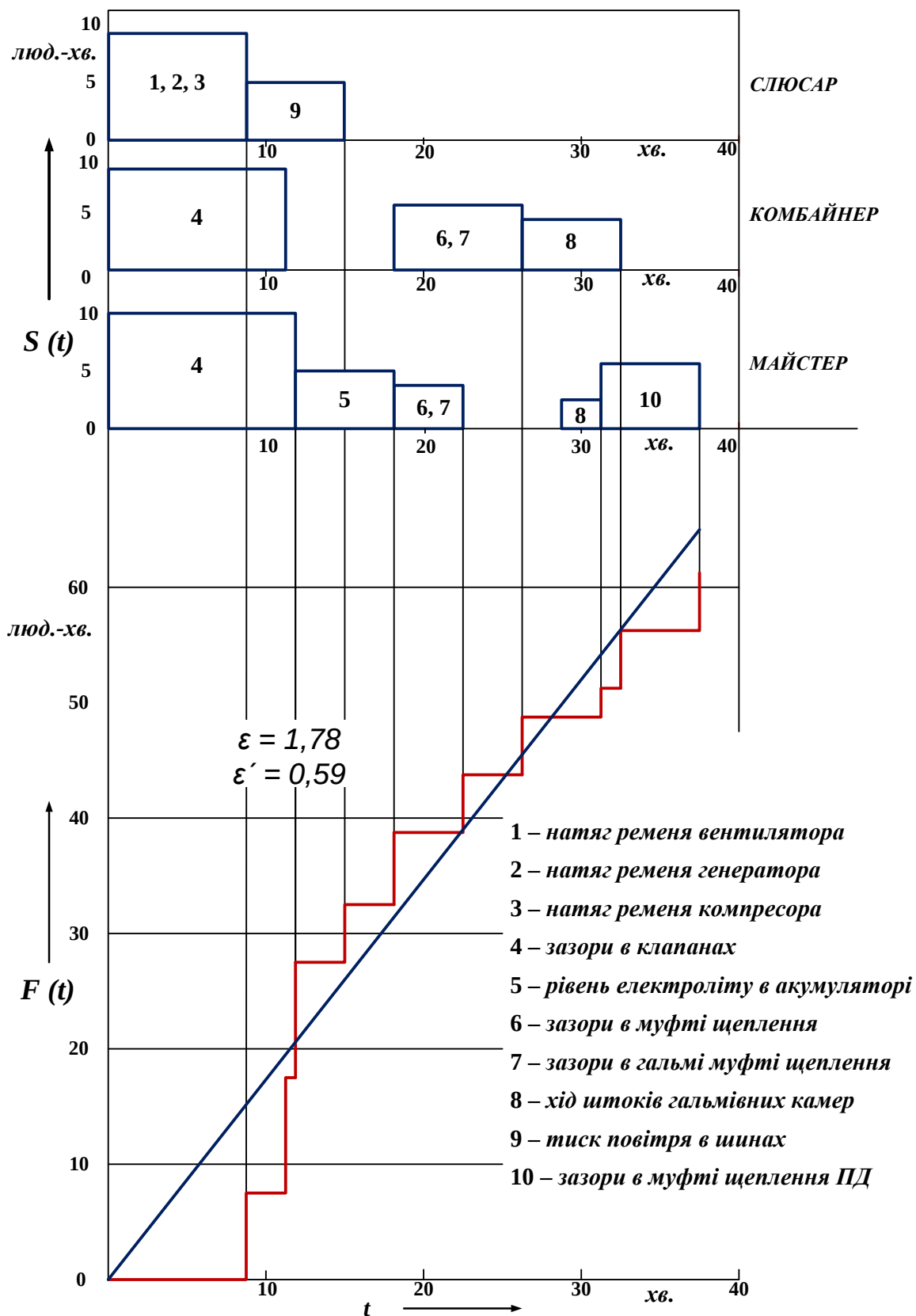


Рис. 2. Побудова функції технологічності для процесу Д-2 комбайнів №3 (базова технологія).

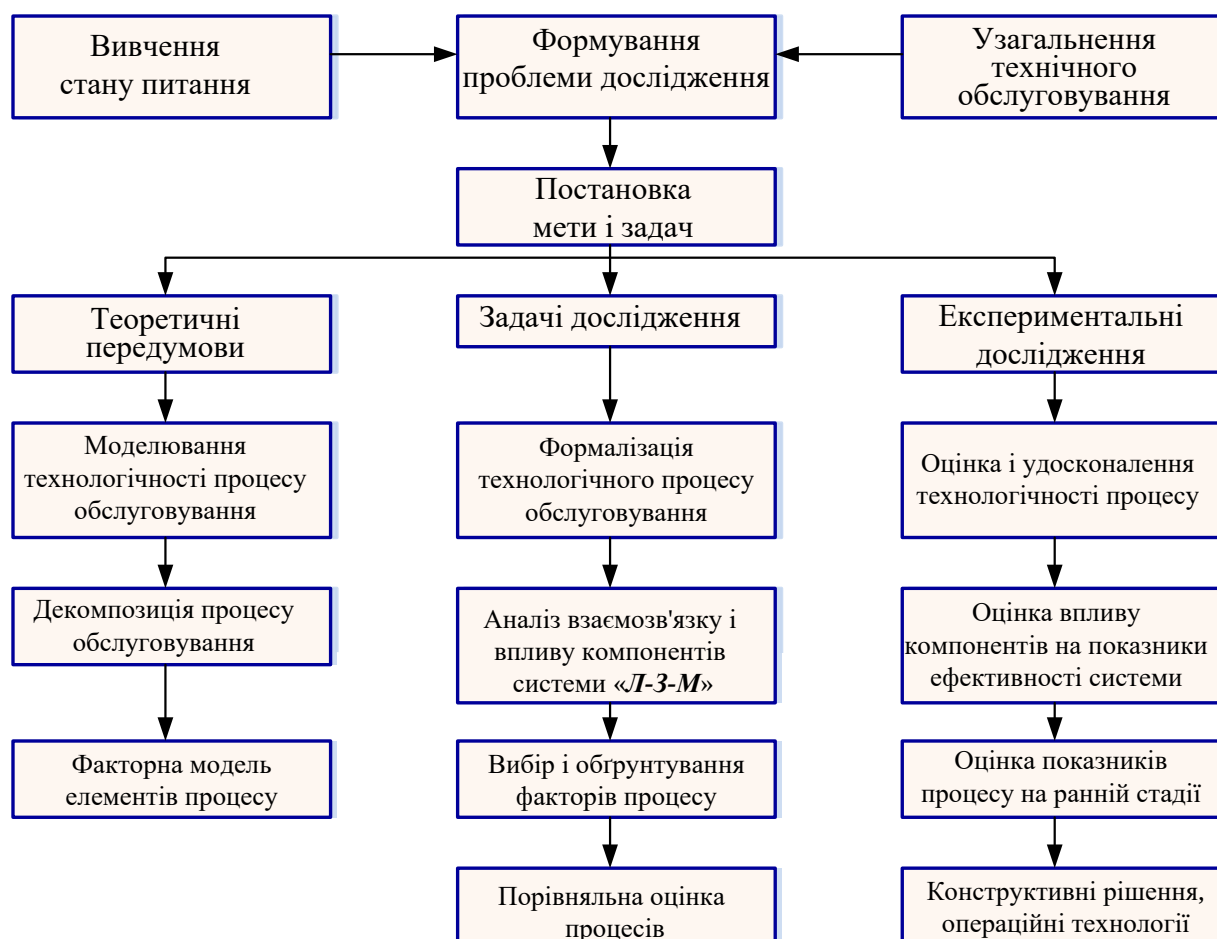


Рис. 3. Блок-схема дослідження.

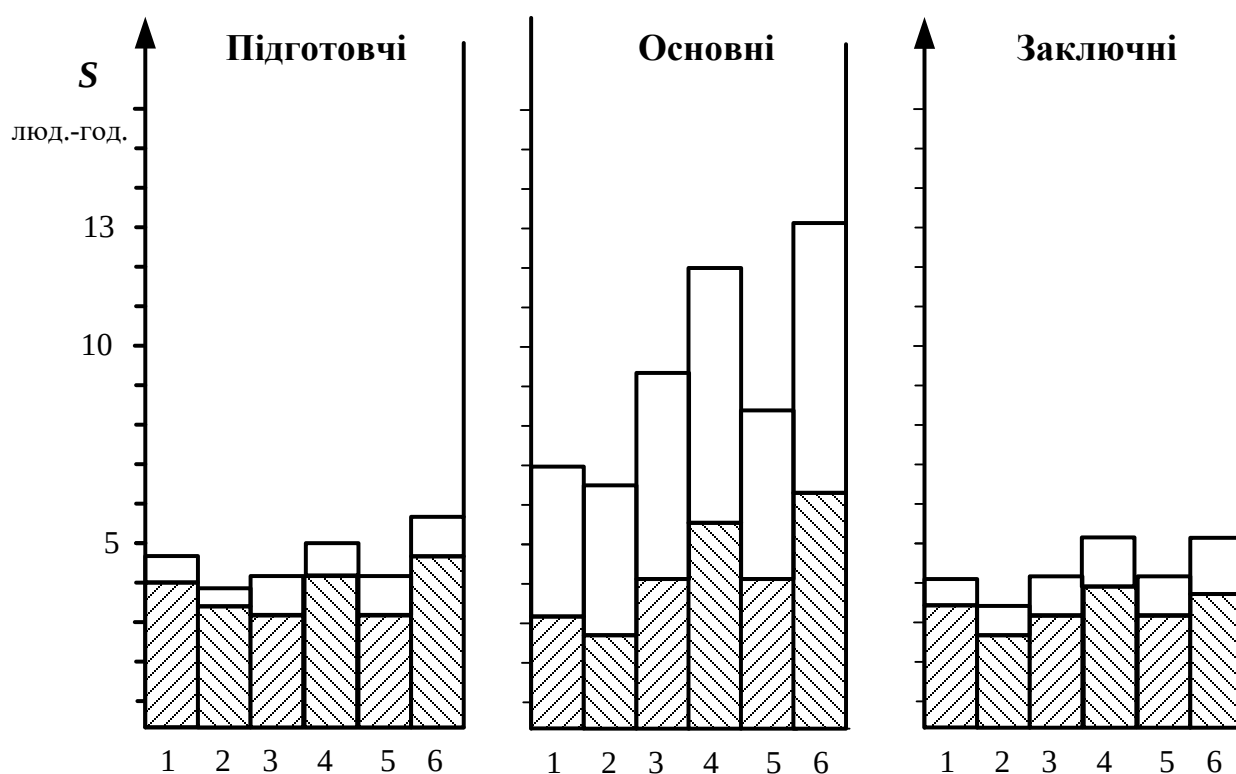


Рис. 4. Розподіл сумарної циклової трудомісткості комбайнів за основними та допоміжними роботами.

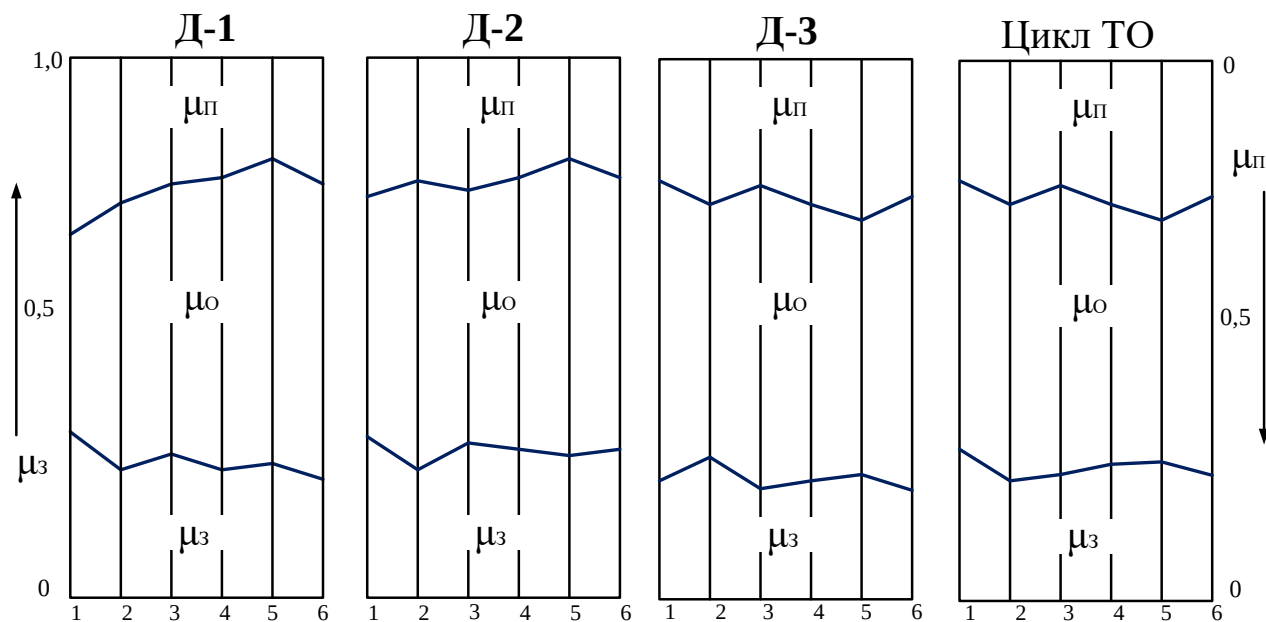


Рис. 5. Приватні показники, які характеризують підготовчі, основні і заключні роботи за видами і за цикл діагностування.

Таблиця 1. Трудомісткість діагностування за цикл ТО і її розподіл за основними і допоміжними роботами.

Показник		Комбайни				
		№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	Середній рівень
По комбайну в цілому						
Трудомісткість, люд.-год.	S	11,7	15,5	22,9	13,6	16
Частка основних робіт	μ_o	0,52	0,57	0,56	0,47	0,53
Частка підготовчих робіт	μ_p	0,27	0,21	0,24	0,28	0,25
Частка заключних робіт	μ_z	0,21	0,22	0,20	0,25	0,22
По двигуну						
Трудомісткість, люд.-год.	S	5,9	10,0	12,4	5,95	8,6
Частка основних робіт	μ_o	0,51	0,64	0,50	0,41	0,52
Частка підготовчих робіт	μ_p	0,25	0,16	0,75	0,28	0,36
Частка заключних робіт	μ_z	0,24	0,20	0,25	0,31	0,25
По шасі комбайна						
Трудомісткість, люд.-год.	S	5,8	5,5	10,5	7,66	7,37
Частка основних робіт	μ_o	0,53	0,44	0,63	0,51	0,53
Частка підготовчих робіт	μ_p	0,29	0,29	0,23	0,29	0,28
Частка заключних робіт	μ_z	0,18	0,27	0,14	0,20	0,2

Таблиця 2. Трудомісткість за видами діагностування, показники основних і підготовчо-заключних робіт.

Показник		Комбайни				
		№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	Середній рівень
Д-1	S люд.-хв.	15,5	11,2	25,3	21,0	16
	μ_o	0,51	0,52	0,56	0,33	0,53
	μ_p	0,31	0,26	0,28	0,39	0,25
	μ_z	0,18	0,22	0,16	0,28	0,22
Д-2	S люд.-хв.	47,4	50,0	189,6	70,8	8,6
	μ_o	0,58	0,50	0,54	0,45	0,52
	μ_p	0,25	0,27	0,24	0,29	0,36
	μ_z	0,17	0,23	0,22	0,26	0,25
Д-3	S люд.-хв.	6,0	11,24	10,74	6,7	7,37
	μ_o	0,48	0,58	0,56	0,56	0,53
	μ_p	0,25	0,20	0,22	0,20	0,28
	μ_z	0,27	0,22	0,22	0,24	0,2

Таблиця 3. Взаємоприспосованість сільськогосподарських комбайнів і серійних діагностичних засобів (4270) із врахуванням і без врахування повноти діагностування.

Вид діагностування, показники		Комбайни				
		№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	Середній рівень
Д-1	K^m	0,44	0,38	0,44	0,25	0,38
		0,64	0,61	0,58	0,35	0,55
	K_O^m	1,10	0,92	1,07	1,25	0,25
		1,60	1,48	1,43	1,75	1,09
	K_B^m	0,14	0,11	0,07	0,06	0,01
Д-2	K^m	0,21	0,17	0,10	0,08	0,14
		0,52	0,47	0,62	0,36	0,49
	K_O^m	0,70	0,59	0,75	0,43	0,62
		1,20	1,08	1,05	1,20	1,13
	K_B^m	1,62	1,36	1,26	1,41	1,41
Д-3	K^m	0,16	0,14	0,33	0,07	0,18
		0,22	0,18	0,40	0,09	0,22
	K_O^m	0,60	1,20	1,07	0,94	0,95
		1,06	1,27	1,36	1,22	1,23
	K_B^m	1,96	1,73	1,66	1,75	1,78
Цикл	K^m	3,35	1,86	2,12	2,23	2,39
		0,23	0,69	0,63	0,45	0,5
	K_O^m	0,40	0,74	0,81	0,59	0,64
		0,54	0,80	0,75	0,49	0,65
	K_B^m	0,89	1,0	0,96	0,64	0,87
	K^m	1,35	1,36	1,22	1,33	1,32
		2,22	1,7	1,56	1,78	1,82
	K_O^m	0,18	0,38	0,40	0,16	0,28
		0,30	0,47	0,51	0,22	0,38
	K_B^m					

Таблиця 4. Показники пристосованості і взаємоприспосованості сільськогосподарських комбайнів і діагностичних засобів за операційними технологіями.

Показник	Комбайни				
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	Середній рівень
Д-3					
μ^m	0,58	0,47	0,44	0,5	0,5
μ^n	0,42	0,53	0,56	0,5	0,5
K^m	0,71	1,13	1,27	1,0	1,03
K^n	1,4	0,89	0,79	1,0	1,02
Цикл					
μ^m	0,61	0,525	0,525	0,64	0,58
μ^n	0,39	0,475	0,475	0,36	0,43
K^m	0,64	0,9	0,9	0,56	0,75
K^n	1,56	1,1	1,1	1,78	1,39

Таблиця 5. Технологічність робіт виконавців при Д-3 сільськогосподарських комбайнів.

Комбайн і технологія	Показники технологічності, $\mathcal{E}$		
	комбайнер	слюсар	майстер
Комбайн № 1			
базова	0,65	0,48	0,47
операційна	0,81	0,90	0,82
Комбайн № 2			
базова	0,53	0,40	0,26
операційна	0,79	0,84	0,76
Комбайн № 3			
базова	0,49	0,34	0,17
операційна	0,69	0,59	0,71
Комбайн № 4			
базова	0,51	0,42	0,10
операційна	0,67	0,76	0,66
Середнє значення			
базова	0,55	0,41	0,25
операційна	0,74	0,77	0,74

За Д-1 найбільшу трудомісткість допоміжних робіт також має комбайн № 4 (0,67) і його двигун (0,77), що пов'язано з більшим об'ємом робіт по забезпеченню доступу до акумуляторів і до приводного ремня вентилятора. Для інших комбайнів значення приватних коефіцієнтів допоміжних робіт складає 0,42...0,50 і подальше вдосконалення цього виду діагностування складається в скороченні всього об'єму робіт і застосування нових методів діагностування. На нашу думку, доцільно взагалі виключити допоміжні роботи із цього виду діагностування.

Висновки

1. В існуючого технічного обслуговування комбайнів відсутній взаємозв'язок операцій, що викликає їх нераціональну послідовність, нерівномірну завантаженість виконавців і, як наслідок, значну тривалість процесу. Існуючі критерії оцінки технологічності не враховують динаміки протікання технологічного процесу діагностування, не дозволяє порівнювати між собою технології і визначати шляхи їх удосконалення.

2. Застосовані методи оцінки ефективності системи обслуговування недостатньо повно оцінюють процес обслуговування як об'єкт дослідження. Не враховуються взаємозв'язки компонентів і їх вплив на показники ефективності.

3. Різноманіття показників ремонтпридатності і контролепридатності комбайнів ускладнюють оцінку і порівняння їх конструкцій. Застосовані методи оцінки засновані на використанні статистичних матеріалів, що викликає тривалі терміни доведення і дослідження машин. Відсутня прийнята методика швидкісної оцінки показників ефективності обслуговування на основі конструктивних факторів комбайна.

Список літератури

1. Калініченко Д. Ю., Роговський І. Л. Аналітичні положення визначення коефіцієнта динамічності параметрів технічного стану зернозбиральних комбайнів. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки, технологій для сільського господарства України. Дослідницьке. 2017. Вип. 21 (35). С. 55–61.

2. Калініченко Д. Ю., Роговський І. Л. Аналіз систем і стратегій технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів та їх складових частин. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 258. С. 380–390.

3. Калініченко Д. Ю., Роговський І. Л. Штучні когнітивні системи в процесах технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія:

техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 262. С. 353–361.

4. Калініченко Д. Ю., Роговський І. Л. Математичний апарат опису маршруту технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів з урахуванням виявлення комбінацій відмов. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 275. С. 337–346.

5. Kalinichenko Dmytro, Rogovskii Ivan. Decision for technical maintenance of combine harvesters in system of RCM. MOTROL. Lublin. 2017. Vol. 19. No 3. P. 179–184.

6. Kalinichenko Dmytro, Rogovskii Ivan. Modeling technology in centralized technical maintenance of combine harvesters. TEKA. 2017. Lublin–Rzeszów. Vol. 17. No 3. P. 103–114.

7. Войтюк В. Д., Рубльов В. І., Роговський І. Л. Системні принципи забезпечення якості технічного сервісу сільськогосподарської техніки: монографія. Київ. НУБіП України. 2016. 360 с.

8. Роговський І. Л. Відновлення працездатності складальних одиниць сільськогосподарської машини. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2015. Вип. 159. С. 224–232.

9. Роговський Іван. Стохастические модели обеспечения работоспособности сельскохозяйственных машин. Motrol: Motorization and power industry in agriculture. 2014. Tom 16. №3. P. 296–302.

10. Rogovskii I. L. Conceptual framework of management system of failures of agricultural machinery. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 262. С. 403–411.

11. 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.

12. Калініченко Д. Ю., Роговський І. Л. Загальні положення структурної схеми АРМ оператора-діагносту зернозбирального комбайна. Machinery & Energetics. Kyiv. 2018, Vol. 9, No 2. С. 155–160.

13. 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.

References

1. Kalinichenko, D. Yu., Rogovskii, I. L. (2017). Analytical position determination of the coefficient of dynamic parameters of the technical condition of combine harvesters. Technical and technological aspects of the development and testing of new equipment and technologies for agriculture of Ukraine. Doslidnitske. Vol. 21 (35). 55–61.

2. Kalinichenko, D. Yu., Rogovskii, I. L. (2017). Systems analysis and strategies for technical maintenance

of combine harvesters and their parts. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. Vol. 258. 380-390.

3. *Kalinichenko, D. Yu., Rogovskii, I. L.* (2017). Artificial cognitive systems in the processes of technical maintenance of combine harvesters. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. Vol. 262. 353-361.

4. *Kalinichenko, D. Yu., Rogovskii, I. L.* (2017). Mathematical apparatus of the description of the route maintenance of combine harvesters in accordance with the detection of combinations of failures. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kiev. Vol. 275. 337-346.

5. *Kalinichenko Dmytro, Rogovskii Ivan.* (2017). Decision for technical maintenance of combine harvesters in system of RCM. MOTROL. Lublin. Vol. 19. No 3. 179-184.

6. *Kalinichenko Dmytro, Rogovskii Ivan.* (2017). Modeling technology in centralized technical maintenance of combine harvesters. TEKA. Lublin–Rzeszów. Vol. 17. No 3. 103-114.

7. *Voytyuk, V. D., Rublyov, V. I., Rogovskii, I. L.* (2016). System guidelines for quality assurance of technical service of agricultural machinery. Kiev. NULESU. 360.

8. *Rogovskii, I. L.* (2015). Recovery Assembly units of agricultural machines. Bulletin of Kharkov National Technical University of Agriculture named Peter Vasilenko. Kharkov. Vol. 159. 224-232.

9. *Rogovskii Ivan.* (2014). Stochastic models ensure efficiency of agricultural machinery. Motrol: Motorization and power industry in agriculture. Tom 16. № 3. 296-302.

10. *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. Kiev. Vol. 262. 403-411.

11. *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.

12. *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.

13. *Kalinichenko, D. Yu., Rogovskii, I. L.* (2018). Solution to problem of recognition of combinations of defect aggregates combine harvester on basis of INS. Machinery & Energetics. Kyiv. Vol. 9. No 3. 159-168.

техническим состоянием лежит технический контроль, с помощью которого проводят непрерывный или периодический контроль параметров технического состояния, характеризующих текущее фактическое состояние узлов, механизмов или агрегатов. Прогнозирование выполняют при непрерывном контроле для определения наработки, в течение которого сохранится работоспособное состояние, а при периодическом контроле – для определения момента времени следующего контроля.

Процесс технического контроля неисправностей состоит из обнаружения и локализации дефектов в системе зерноуборочных комбайнов. По мере усложнения технических систем зерноуборочных комбайнов и рост требований к безопасности, надежности и экологичности, технический контроль неисправностей становится все более значимой процедурой. Одним из примеров является система технического обслуживания зерноуборочных комбайнов, где требуется высокая надежность и работоспособность, низкий уровень выбросов, кроме того, технический контроль способствует повышению эффективности технического обслуживания зерноуборочных комбайнов.

Ключевые слова: анализ, система, стратегия, техническое обслуживание, зерноуборочный комбайн.

ADAPTATION OF COMBINE HARVESTERS TO CONTROL PARAMETERS OF TECHNICAL CONDITION

Kalinichenko D. Yu., Rogovskii I. L.

Abstract. The basis of the technical maintenance of combine harvesters for the technical condition is technical control, through which conduct continuous or periodic monitoring of the parameters of the technical condition characterizing the actual state of units, mechanisms or agregatu. Forecasting is performed by continuous monitoring to determine the developments during which you will remain healthy state and under periodic monitoring to determine the time of the next control.

The process of technical control of faults consists of detection and location of defects in the system of combine harvesters. As the complexity of technical systems of combine harvesters and the growth requirements of safety, reliability and sustainability, technical fault monitoring is becoming increasingly important procedure. One example is the system of technical maintenance of combine harvesters, which require high reliability and performance, low emissions, in addition, the technical control helps to improve the effectiveness of the technical maintenance of combine harvesters.

Key words: analysis, system, strategy, technical maintenance, combine harvester.

ПРИСПОСОБЛЕННОСТЬ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ К КОНТРОЛЮ ПАРАМЕТРОВ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ

Д. Ю. Калиниченко, И. Л. Роговский

Аннотация. В основе технического обслуживания зерноуборочных комбайнов за

UDC 631.1.004

ACCURACY OF CONVERTING VIDEOENDOSCOPY COMBINE HARVESTER USING GENERALIZED MATHEMATICAL MODEL

Grubrin O. M., Rogovskii I. L.

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

Corresponding authors: irogovskii@ukr.net.

Article history: Received: September 2018. Received in the revised form: October 2018. Accepted: November 2018.
Bibl. 11, fig. 12, tabl. 2.

Abstract. The article considers analytical models of the formation procedures for the use of video endoscopy in the assessment of indicators of a technical condition of units and mechanisms of combine harvesters. Developed electronic module for video endoscopy in the 2-s readout of the transducer. As a converter to test the correction unit was used that was developed 13-bit fiber-optic converter of the angle. Experimental studies on the installation and podtverdili that before correction instrumental error exceeding 1/4 of a quantum of high order, equal 0,703125°, and accounted for 1,266° of 1.31°. In the result of the algorithm execution code correction was able to reduce the instrumental error to 0,0089 (1.3% from 1/4 of a quantum of high order), which led to regular operation of the scheme of video endoscopy approval of samples and the formation of true sequence. The results of the processing array of the errors obtained before and after correction.

Key words: videoendoscopy, error, parameter, combine harvester.

Introduction

The reliability of the analog-digital conversion [1] is one of the most important indicators of integral accuracy videoendoscopy characterizing the degree of correspondence metrological characteristics of real N-bit converter metrological characteristics of an ideal N-bit quantizer [2].

Objective assessment of the reliability often occurs as in the step of forming predictive validity estimates videoendoscopy newly developed designs and in step metrological certification of real transducers at different stages of the experimental polishing – from prototypes before production parts [3].

From a mathematical point of view, under the conversion reliability is the probability that the total converting the error does not go beyond $\pm 0,5\Delta$, or speaking, does not exceed methodical quantization error [4]:

$$P = \int_{-0,5\Delta}^{+0,5\Delta} f(\Delta_{\Sigma}) d\Delta_{\Sigma},$$

where Δ_{Σ} – current quantization step videoendoscopy, $f(\Delta_{\Sigma})$ – density distribution total error of the inverter output.

In general $f(\Delta_{\Sigma})$ to a song density distribution methodology tilting error Δ_v and the instrumental error Δ_i . It follows that the accuracy of the conversion is substantially defines the value of trust at the probability.

Formulation of problem

For an ideal quantizer density of the instrumental error can be represented as δ -functions [5]:

$$f(\Delta_i) = \begin{cases} 1 & \text{at } \Delta_i = 0 \\ 0 & \text{at } \Delta_i \neq 0 \end{cases}$$

so $f(\Delta_{\Sigma}) = f(\Delta_v)$. From the analog-to-digital conversion is known theory which is subject Δ_v uniform law on the interval $\pm 0,5\Delta$. It follows that the validity of any ideal quantizer is equal to 1 [6].

Analysis of recent research results

Therefore, the main task in the process of evaluating the reliability of a theoretical search and validating analytical expressions for $f(\Delta_i)$. In view of the normal, the numerical complexity of tasks usually take the distribution law the characteristics of which are adjusted based on the a priori information contained in the literature reference [7]. However, this approach does not adequately reflect the characteristics of the internal mechanisms of formation and accidental external manifestations of instrumental error, which leads to lack of reliability of the reliability estimates [8].

In this regard, we consider, a new approach to the evaluation of the reliability (method), based on the use of the generalized mathematical model of analog-to-digital conversion, as well as evaluate the reliability of the control error [9].

Predlagaemy method is sequential execution of the following steps [10]:

- forming a transform function ideal videoendoscopy;
- forming a transform function videoendoscopy real;
- finding the difference between these characteristics module;
- forming a numeric array of instrumental errors.

About memo that the implementation of this method of evaluation of reliability can both software and hardware.

In [11] have shown that a generalized mathematical model of the real videoendoscopy can be represented as:

$$N(\alpha) = \sum_{i=1}^n F_i [V(\alpha, c^0, \Delta c)] q_i.$$

Purpose of research

Experimental study was to determine the effect of the proposed correction circuit for conversion accuracy. To test the correction algorithms were used as virtual modeling program modules and designed.

Results of research

Under normal conditions, each quantum instrumental error is considered as a systematic, a plurality of rays across (over the entire range of measurement) as a random variable.

The graph of an ideal quantizer conversion is shown in Figure and the solid line, and the function of converting real videoendoscopy found.

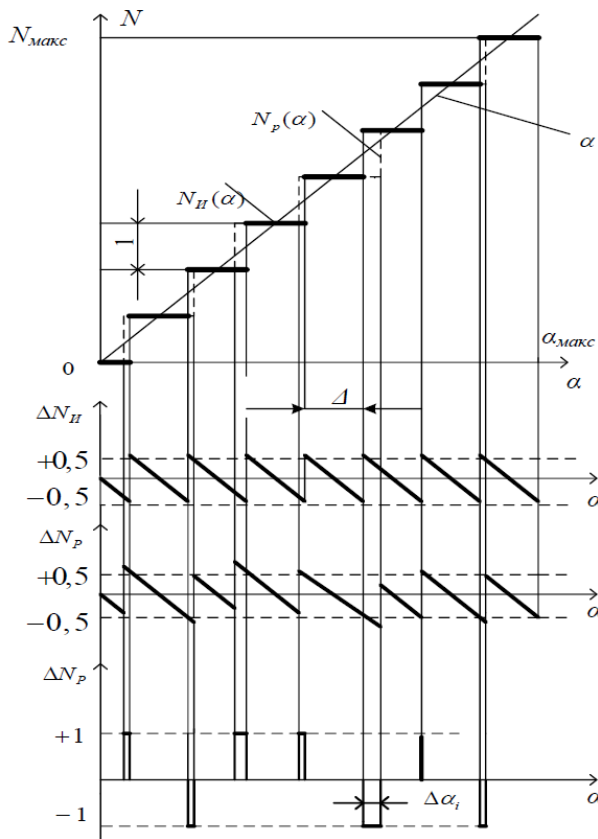


Fig. 1. Errors in the analog-digital conversion.

Expression defines the necessary correlation between the reference information and the verified characteristics converters based on the required reliability of the control error, taking into account the reliability of the inverter output reference code (Fig. 2).

In this paper, virtual modeling software packages and hardware were designed and used for experimental verification and validation, theoretical results.

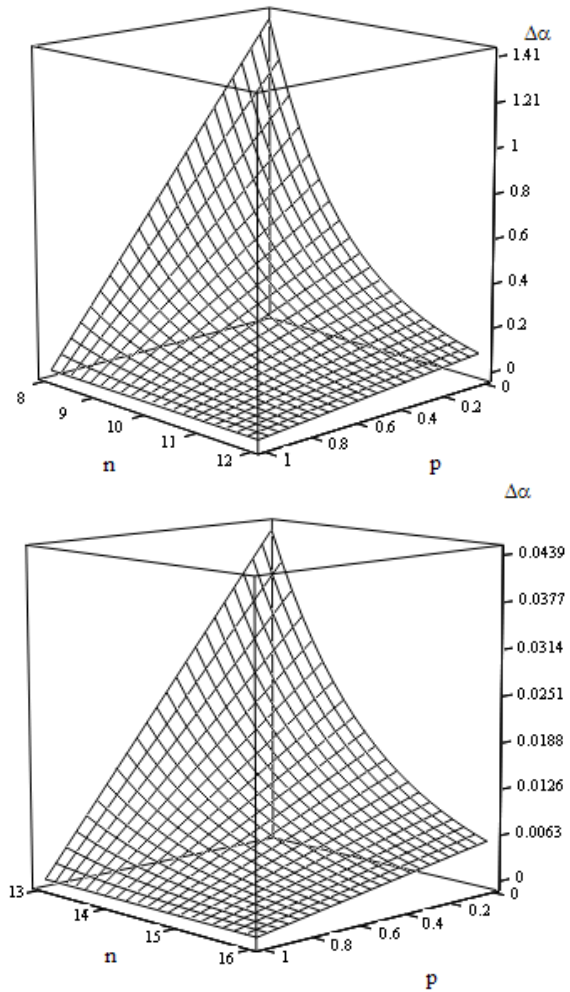


Fig. 2. Graphs allowable instrumental error depending on a predetermined number of bits and reliability conversion.

As a hardware-based was developed in selected ONIL 5 SSAU 8-bit fiber optic digital converter angle PCF-VP-8. To create on the basis of the converter videoendoscopy with structural algorithmic correction developed an original electronic module that allows implement the described in this paper how proactive correction.

Hand (Fig. 3) image videoendoscopy PCF-VP-8 and creates an electronic module.

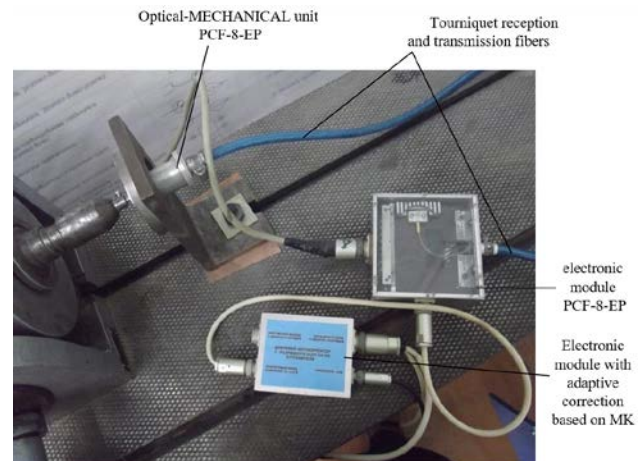


Fig. 3. Converter PCF-VP-8 with the electronic module proactive indications correction.

Comprises eight reception and transmission waveguides (coming and going to an electronic module, respectively), combined in a common harness, whereby the optical radiation is applied to the information reading point code with the code wheel tracks. The ends of the transmitting fibers are arranged on the read line and installed in the handpiece. The ends of the receiving fibers at the tip are installed opposite ends of the corresponding transmission fibers. CD is mounted on the measuring shaft in the bearing. Receiving optical fibers are combined into a bundle, which is part of transceivers harness. The output end of the receiving optical fibers are optically coupled to photodetectors electronic unit. Coded disk drive PCF-EP-8 is formed by photolithography of a thin nickel foil 80 microns thick deposited on its surface layer by electrochemical deposition.

The design of the code disk videoendoscopy PCF-VP-8. nickel 2-5 microns thick. The use of metal code disc instead of glass offers a number of advantages, which include:

- low mass and correspondingly low moment of inertia;
- at resistant to shock loads and vibrations;
- possibility of the CD by soldering, welding, clamping fastening screws, etc.;
- obtaining seating surfaces in a single process with produce code pattern with a high accuracy of dimensions of both the pattern and the seating surfaces (-2 microns);
- atmenshenie losses of optical radiation due to the absence of reflections from the surfaces of transparent and opaque portions of the code pattern on the CD, and also, reducing the gap between the transmitting and receiving ends of the optical fibers (the total clearance can be reduced to 0.5 mm).

Hand suffered coded pattern to form 8-bit inverse Gray code, wherein the logic "0" correspond to the transparent areas, and a logic "1" correspond to the opaque regions of the code tracks. Note that this fabrication technique provides CD that it is closed geometric figure. This eliminates the need for bridges that can reduce the size and the disc drive as a whole.

The height of the code tracks is determined by the capabilities of the optimal placement of the transmitting and receiving ends of the radiating elements and readout system. For this inverter is equal to 1 mm.

Tmayor, the maximum diameter of the CD does not exceed 15 mm at an internal landing hole equal to 7.5 mm withosnost transmitting and receiving ends of the optical fibers is provided by the technological features of the structural elements of fastening ferrules of the fiber optic cable.

The construction of a fiber optic cable.

The fiber optic cable used in the converter PCF-VP-8, 16 comprises monofilament fibers, of which 8 are used for transmission, and the other – for receiving the modulated radiation (Fig. 4).

When manufacture of the multichannel optical fiber communication lines, designed to read information from the multi-bit code masks VOTSPU transmitting portion is made as a fiber-optic optical collector, optically connected to the radiator. In this case the input ends of optical fibers arranged generally capillary installed in a ferrule.

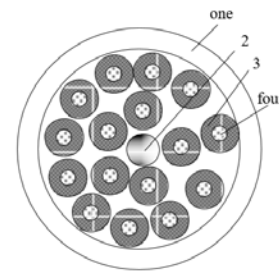


Fig. 4. The structure of the fiber-optic cable videoendoscopy PCF-VP-8: 1 - cable sheath of organic silicon-rubber; 2 - central reinforcing core; 3 - fibers; 4 - core optical fibers.

Input optical radiation from the radiation source (see. Fig. 5) is carried out directly in the core package of 8 optical fibers, crimped metal sleeves and summed through the capillary to the LED. This embodiment provides a simple construction with an acceptable level of power loss.

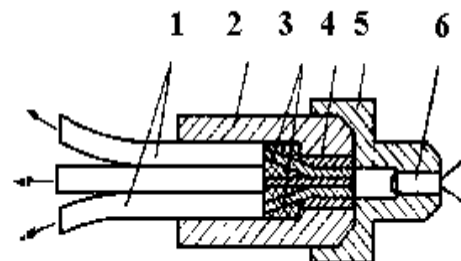
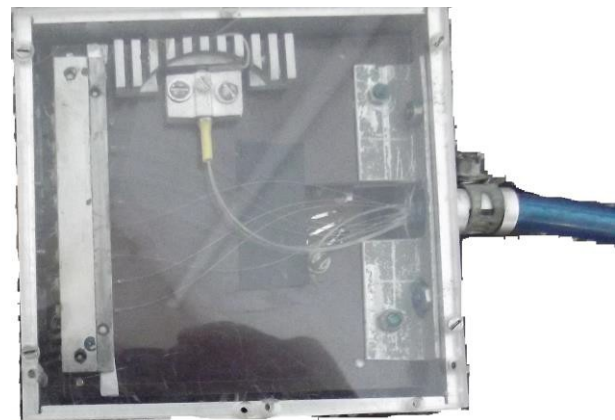


Fig. 5. Input optical radiation in videoendoscopy PCF-VP-8: 1 - transmitting a bundle of optical fibers; 2, 5 - crimped metallic sleeve; 3 - core optical fiber; 4 - capillary; 6 - emitting LED.

Pass the 8 optical fibers on one end side of the electronic module embedded in the manifold with a bore diameter, with a diameter conjugate used emitter. At the other end (from the opto-mechanical unit) are terminated with a landing tips adjust diameters 2.5 - 0.002 mm.

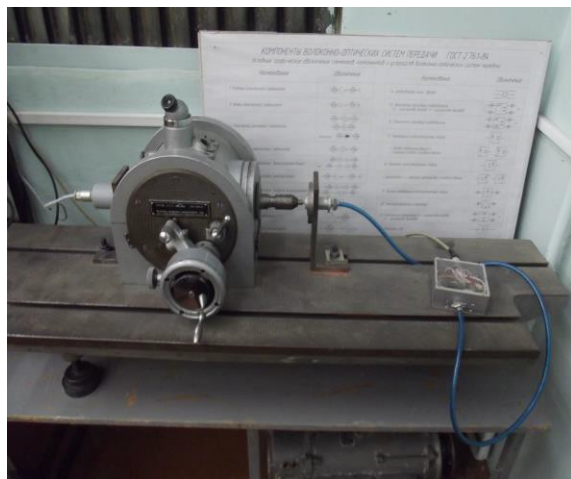
The output ends of the receiving fibers terminated with an electronic module neyustirovannymi tipped with bore diameter of 2.8 mm for mating with an electronic module photodetectors.

Uses monofilament type CCF 150/100 125/50 or CCF. The fiber-optic cable. Cable length defined by the distance spacing the controlled object, and an electronic data processing unit. The whole bundle of fibers encased in a protective shell of organic silicon rubber. The external

diameter is 11 mm.

Cspruce experimental study was to determine the effect of the proposed correction circuit for conversion accuracy. To test the correction algorithms were used as virtual modeling program modules (PM), and designed to KEM PUF- VP-8.

To check the functioning of the developed algorithms surveyed "classical" EM PCF-VP-8 and KEM. Error numerical array obtained via automated installation executed on the basis of optical EDC-dividing head 60. In an exemplary photoelectric transducer used 14-bit converter angle PPFE-14 "Mekhitar" (Fig. 6).



a



b

Fig. 6. Calibration unit (a), the photoelectric converter 14-bit angle PPFE-14 "Mkhitar" (b)

The results of measurements of optical power at the outputs of waveguides PUF-VP-8 without correction are presented in Table 1. Measurement of optical signals carried through a digital optical power meter OM3-65.

Table 1. Results of measurement of optical power in the PCF-EP-8 without correction.

Channel	Power radiation in the entered channel $P_{\text{aboutFri, nW}}$
1	47
2	58
3	93
4	42
5	85
6	107
7	67
8	49

The above data were used for numerical simulation of corrective actions.

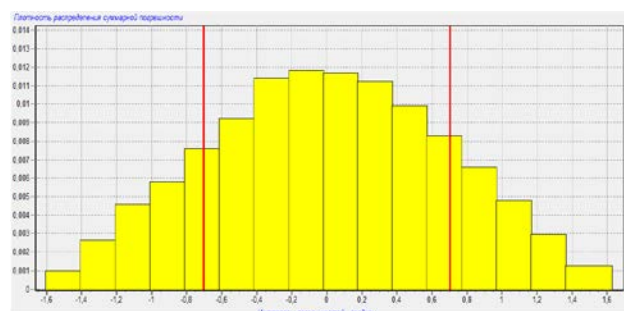
Table 2 shows the results of a numerical experiment of error correction, caused by the uneven division of the optical power of the radiator in Y-coupler.

Table 2. Results adjusted optical power based on numerical experiment.

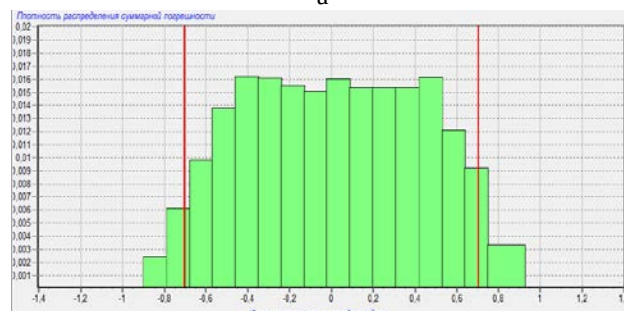
Channel	Power radiation in the entered channel $P_{\text{aboutFri, nW}}$
1	99
2	102
3	102
4	101
5	102
6	102
7	101
8	100

Table 2 is seen that after this kind of autocorrection dispersion of the optical powers at the outputs fibers significantly decreased (from 60 nW to 3).

Hand Fig. 7 shows a histogram of the distribution of the error total error before and after correction.



a



b

Fig. 7. The histogram distribution error PCF-VP-8: a) of correction; b) after correction of the radiation capacity.

As follows from Fig. 7 and to correct the shape of the histogram is close to a normal distribution. The reliability of the output code in this case is 0.67, the maximum absolute error 1.62 after applying correction the accuracy of the output code videoendoscopy increased to 0.92.

Thus, when using this method, the correction accuracy of the output code videoendoscopy increased 1.37 times, the error has decreased by 1.76.

Note that to achieve full compensation instrumental error correction method of the uneven division transmitter

optical power in the Y-coupler is generally not possible. This is due to the fact that in addition to the unevenness factor of the input radiation into fiber optic link, to affect the conversion result a number of other instrumental errors that are not corrected with this method.

To implement this type of correction algorithms are used, as shown in Fig. 8 (numerical experiment) and one (natural experiment).

Verification data before and after the correction was performed using a test version «OptoElectronic Workspace» (Figure 8). Retrieves data from the installation converters with EDC-60 provides tools «CONER», created by the author in the year 2017 and renovated in 2018 to test the results of this thesis (Fig. 8).

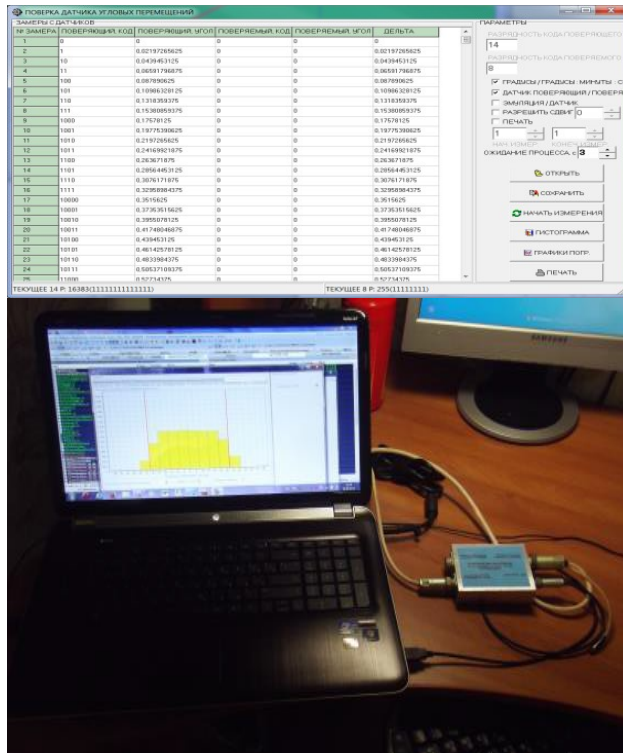


Fig. 8. PIC processing primary data calibration unit: a) coner, b) OptoElectronic Workspace.

Histograms after applying the correction method in the virtual mdressed shown in Fig. 9 and Fig. 10 PCF-VP-8 KEM. From the Fig. 9 is follows that the accuracy of the output code videoendoscopy after applying this type of compensation has increased from 0.67 to 1.

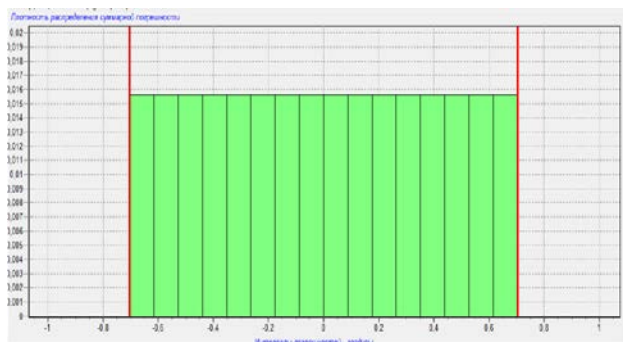


Fig. 9. The histogram distribution error PCF-VP-8 in the virtual simulation after correction algorithm thresholds of comparators.

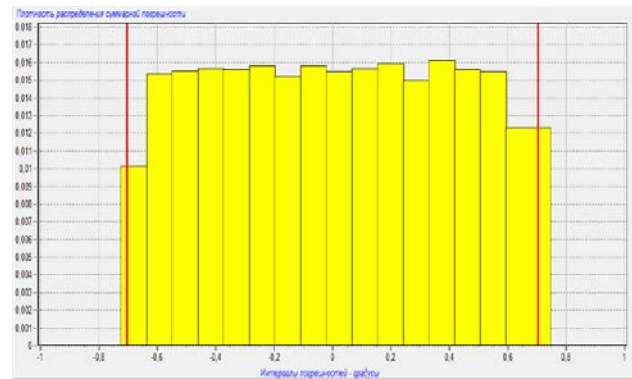


Fig. 10. The histogram distribution error PCF-VP-8, with full-scale experiment after correction "modified" algorithm thresholds.

In this case, it should be noted that the difference between the virtual and field experiments due to some simplifications virtual model, in particular, not all simulated factors that introduce errors in the operation of EM (e.g., ADC and DAC relied ideal quantizers corresponding to the bit). However, it should be noted that the difference between the minimum and reliability in the full-scale software and virtual experiments was not more than 0.8%.

Designed electronic module for PCF-EP-8 can be used in the composition 2. As the base 2 videoendoscopy for testing correcting unit used in the developed-5 ONIL SSAU 13-bit fiber optic transducer angle PCF-VP-13, a block diagram is shown in Fig. 10.

In this videoendoscopy exit ends of optical fibers transmitting (SS) are disposed in the openings counting disk (CD) opposite the respective information reading points with a code disk (CD) (Fig. 10).

Unlike the PCF converter VI-8-coded disc videoendoscopy PCF-Bn 13 comprises 6 tracks coarse frame constructed in accordance with the mask and the inverse Gray code, accurate reading one track disposed on the periphery of the code disc (Fig. 10).

To make the construction the necessary rigidity and flatness of the plane of the code disk is connected with a code carrier substrate (NPC).

HKP represents a monolithic construction consisting of two concentric annular webs, between which the code field, which is a concentric code track formed in accordance with the mask CD. All opaque portions of code tracks NKP connected directly or through each other and with the inner outer annular webs forming the closed geometric figure that provides at an appropriate thickness HKP its necessary mechanical rigidity and strength. Thus the deviation from flatness at the appropriate NPC its thickness is comparable with glass KD.

Figure HKP pattern repeats CD with the only difference that the angular dimensions HKP webs made with guaranteed negative tolerance relative to sizes corresponding elements KD. Figure executed in NLO electroerosion method with the working instrument thickness 0.5-0.8 mm, which provides a guaranteed negative tolerance webs NKP when driving tool according to a nominal dimension of the boundary boxes. Precision CD etching with high accuracy to form a boundary shift of the output code defined within the boundaries of the code disk elements. HKP and KD are rigidly interconnected

along a plane so that the midpoints of their respective code elements coincide. The height of the code tracks is determined by the capabilities of the optimal placement of the transmitting and receiving ends of the radiating elements and readout system.

Moreover, the maximum diameter of the CD does not exceed 50 mm at an internal landing opening equal to 6 mm.

Alignment of transmitting and receiving ends of the optical fibers is provided by the technological features of the structural elements of fastening ferrules of the fiber optic cable.

Reading disk (CD) is made of similar technology. It comprises apertures located opposite the information reading point to the CD and provides an optical connection between the transmitting and receiving optical fibers. SD still fortified on transmitter housing part.

Harness receiving fibers CP transmits modulated optical signals to the reference coarse fotousiliteley located on board PUF- VP-13 carrying out the conversion of the photocurrent into proportional voltage signals to them. These signals are applied to the inputs integrated in CEM 8-channel 10-bit ADC (signals d0...d5).

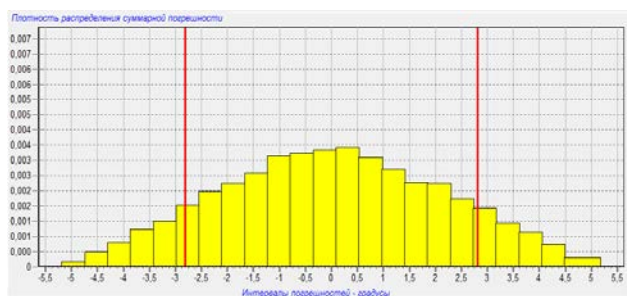


Fig. 11. Histogram distribution error GO PCF-VP-13 under full-scale experiment before correction code GO.

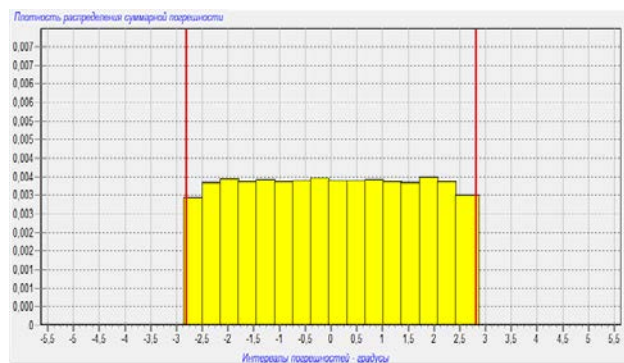


Fig. 12. The histogram distribution error GO PCF-VP-13, with full-scale experiment after correction "modified" algorithm thresholds.

The maximum number of bits accurately determined reference positional accuracy and stability of the main and auxiliary signals, the nonlinearity of the information signal and bit ADC.

The sample Followed PCF-VP-13 defective coded disc was used, which is known to manufacture errors exceed allowable mismatch error of samples equal to 1/4 period MSB accurate reading. This circumstance has led to inconsistent dispensing codes coarse and fine readings, and hence inoperable converter as a whole. The main purpose of the experiment was to ensure regular functioning of the

inverter due to a manufacturing error correction code disk channel coarse reference.

As can be seen, investigated the PCF-VP-13 comprises opto-mechanical module (OMM), optical cable and an electronic module board. receiving the optical fibers of cable exits are separated by respective photodetectors, disposed within openings multichannel optical coupler. Inputs 8 channel ADC unit correcting conductors are connected through the input terminal X1. To the outputs of coarse fotousiliteley channels (CS) and precise (TO) samples. accurate reference signals are digitized in the ADC and is converted into a precise reference code in accordance. Output signals fotousiliteley GO after implementing the correction algorithm are converted into code CS.

The schema matching samples and the formation of the true sequence the output code values, which was not observed before connecting CEM. Results array processing errors obtained before and after correction are shown in Fig. 11 and Fig. 12. If the accuracy of the Civil Code to the use of correction was 0.793 after correction it was 0.984.

Conclusions

1. The analysis metrological characteristics videoendoscopy expressions are obtained depending on the required error videoendoscopy validity bit depth conversion and back, as well as the expression for the error reliability.

2. Virtual experiments and field tests have shown:

- developed algorithms and MC of the program can reduce the effect of the total instrumental error of 2.17 times (1.626 to 0.747);

- code to increase reliability of the output videoendoscopy PCF-EP-8 with the created electronic module MC on the basis of a result of AT91SAM7S256 autocorrection and circuit techniques is possible in times of 1.47-0.67 to 0.983;

2. Provided and tested the ability to work to create an electronic module comprising a videoendoscopy while retaining all the benefits of auto-correction.

3. By virtual simulation tools videoendoscopy and software-tool kit will significantly reduce complexity and shorten development time and auto-correction algorithms and methods.

References

1. 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.
2. Aliev, E. B., Bandura, V. M., Pryshliak, V. M., Yaropud, V. M., Trukhanska, O. O. (2018). Modeling of mechanical and technological processes of the agricultural industry. *INMATEH. Agricultural Engineering*. Bucharest. Vol. 54. No 1. 95-104. Scopus. WoS.
3. Aulin, V. V., Grinkov, A. V., Lysenko, S. V. (2015). Theoretic-physical approach to diagnostic information

about the technical condition of units of mobile agricultural machinery. Bulletin of Kharkov national technical University of agriculture named Peter Vasilenko. Kharkov. Vol. 158. 252-262.

4. *Delphi Diesel Systems*. (2018). Publication №: DDNX125(EN) Delphi Diesel Aftermarket Operations UK 2. 76.

5. *Hampel, R., Kurr, D., Scbafenadcer, H.* (2015). Elektronisches Messsystem zur digitalen Erfassung und Auswertung von Indikatordiagrammen. MTZ. 36. № 2. 33-38.

6. *Gress, K. and Kushwaha, R.* (2016). Perspective on Service and Parts for Combine Harvesters. SAE Technical Paper 961782. <https://doi.org/10.4271/961782>.

7. *Kalinichenko, D. Yu., Rogovskii, I. L.* (2017). Mathematical apparatus of the description of the route maintenance of combine harvesters in accordance with the detection of combinations of failures. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kiev. Vol. 275. 337-346.

8. *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. Kiev. Vol. 262. 403-411.

9. *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.

10. *Kalinichenko, D. Yu., Rogovskii, I. L.* (2018). General provisions structural diagram of awp operator-diagnostician combine harvester. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Vol. 9. No 2. 155-160.

11. *Kalinichenko, D. Yu., Rogovskii, I. L.* (2018). Solution to problem of recognition of combinations of defect aggregates combine harvester on basis of INS. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Vol. 9, No 3. 159-168. DOI: 10.31548/machenergy.2018.03.159-168.

господарства імені Петра Василенка. Харків. 2015. Вип. 158. С. 252–262.

4. *Delphi Diesel Systems*. Publication №: DDNX125(EN) Delphi Diesel Aftermarket Operations UK 2. 2018. 76 p.

5. *Hampel R., Kurr D., Scbafenadcer H.* Elektronisches Messsystem zur digitalen Erfassung und Auswertung von Indikatordiagrammen. MTZ. 2015. 36. № 2. P. 33–38.

6. *Gress K., Kushwaha R.* Perspective on Service and Parts for Combine Harvesters. SAE Technical Paper 961782. 2016. <https://doi.org/10.4271/961782>.

7. *Kalinichenko D. Yu., Rogovskii I. L.* Mathematical apparatus of the description of the route maintenance of combine harvesters in accordance with the detection of combinations of failures. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kiev. 2017. Vol. 275. 337-346.

8. *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. Kiev. 2017. Vol. 262. 403-411.

9. *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. Lublin–Rzeszów. 2018. Vol. 18. No 1. 105-115.

10. *Kalinichenko D. Yu., Rogovskii I. L.* General provisions structural diagram of awp operator-diagnostician combine harvester. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. 2018. Vol. 9. No 2. 155-160. DOI: 10.31548/machenergy.2018.02.155-160.

11. *Калініченко Д. Ю., Роговський І. Л.* Рішення завдання розпізнавання сполучень дефектів агрегатів зернозбирального комбайна на основі ШНМ. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2018, Vol. 9. № 3. P. 159–168. DOI: 10.31548/machenergy.2018.03.159-168.

Список літератури

1. *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.

2. *Aliev E. B., Bandura V. M., Pryshliak V. M., Yaropud V. M., Trukhanska O. O.* Modeling of mechanical and technological processes of the agricultural industry. INMATEH. Agricultural Engineering. Bucharest. 2018. Vol. 54. No 1. 95-104. Scopus. WoS.

3. *Аулін В. В., Гриньків А. В., Лисенко С. В.* Теоретико-фізичний підхід до діагностичної інформації про технічний стан агрегатів мобільної сільськогосподарської техніки. Вісник Харківського національного технічного університету сільського

ДОСТОВІРНІСТЬ ПЕРЕТВОРЕННЯ ВІДЕОЕНДОСКОПІЇ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ З ВИКОРИСТАННЯМ УЗАГАЛЬНЕНОЇ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ

О. М. Грубрін, І. Л. Роговський

Анотація. У статті розглянуті аналітичні моделі формування процедури використання технології відеоендоскопії при оцінці показників технічного стану вузлів і механізмів зернозбиральних комбайнів. Розроблений електронний модуль для відеоендоскопії у складі 2-х відлікового перетворювача. У якості перетворювача для тестування коригуючого блоку використовувався розроблений 13-розрядний волоконно-оптичний перетворювач кута. Проведені експериментальні дослідження на установці, і підтвердили, що до корекції інструментальна похибка перевищувала 1/4 кванта старшого розряду, що дорівнює 0,703125°, і становила 1,266...1,31°. В результаті виконання алгоритму корекції коду вдалося

знизити інструментальну похибку до 0,0089 (становить 1,3 відсотка від 1/4 кванта старшого розряду), що призвело до штатного функціонування схеми відеоендоскопії узгодження відліків і формування істинної послідовності. Наведено результати обробки масивів похибок, отриманих до та після корекції.

Ключові слова: відеоендоскопія, похибка, параметр, зернозбиральний комбайн.

ДОСТОВЕРНОСТЬ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ
ВИДЕОЭНДОСКОПИИ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ
КОМБАЙНОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ
ОБОБЩЕННОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

О. Н. Грубрин, И. Л. Роговский

Аннотация. В статье рассмотрены аналитические модели формирования процедуры использования технологии видео эндоскопии при оценки показателей технического состояния узлов и механизмов зерноуборочных комбайнов. Разработан электронный модуль для видеоэндоскопии в составе 2-х отсчётного преобразователя. В качестве преобразователя для тестирования корректирующего блока использовался разработанный 13-разрядный волоконно-оптический преобразователь угла. Проведены экспериментальные исследования на установке, и подтвердили, что до коррекции инструментальная погрешность превышала 1/4 кванта старшего разряда, равную $0,703125^\circ$, и составляла $1,266...1,31^\circ$. В результате выполнения алгоритма коррекции кода удалось снизить инструментальную погрешность до 0,0089 (составляет 1,3 процента от 1/4 кванта старшего разряда), что привело к штатному функционированию схемы видеоэндоскопии согласования отсчетов и формированию истинной последовательности. Приведены результаты обработки массивов погрешностей, полученных до и после коррекции.

Ключевые слова: видеоэндоскопия, погрешность, параметр, зерноуборочный комбайн.

Зміст

1. Фізико-механічний аналіз та моделювання взаємодії з ґрунтом ґрунтообробних робочих органів на пружній підвісці <i>Д. Г. Войтюк, Ю. О. Гуменюк, Ю. В. Човнюк</i>	5-13
2. Диверсифікація машиновипробувань – наукове ядро машинознавства та агроінженерії <i>В. І. Кравчук</i>	15-17
3. Безпека використання технологічного обладнання біотермічної обробки рослинних відходів <i>О. С. Полянський, О. В. Дьяконов, О. С. Скрипник, В. І. Д'яконов</i>	19-24
4. Дослідження дозатора мобільного агрегата для сівби в умовах підвищеної вологості ґрунту <i>Д. Г. Войтюк, М. С. Волянський, В. М. Мартишко</i>	25-29
5. Математична модель переміщення частинки вертикальним шнеком при стаціонарному режимі <i>С. Ф. Пилипака, В. М. Бабка, І. Ю. Грищенко, Т. А. Кресан</i>	31-36
6. Аналіз функціонування висівної системи сівалки в технологіях точного землеробства <i>Л. В. Анісевич, Ф. М. Захарін</i>	37-42
7. Аналіз ефективності транспортних процесів у ланцюгах постачань <i>О. М. Загурський</i>	43-48
8. Дослідження параметрів барабана жниварки за умов переміщення ним зерносоломистої маси <i>В. О. Шейченко, І. А. Дудніков, А. Я. Кузьмич, М. В. Шевчук</i>	49-54
9. Математична модель розповсюдження озону у шарі зерна при його сушінні із використанням віброозонуючого комплексу <i>О. В. Цуркан, Д. В. Присяжнюк</i>	55-58
10. Теоретичні підходи до дослідження напруженого стану ґрунту <i>М. Я. Довжик, О. О. Соларьов</i>	59-62
11. Обґрунтування конструктивних особливостей робочих органів відцентрових граблів-сіноворушилок <i>Д. Г. Кондратюк, Ю. Б. Паладійчук, В. М. Григоришен</i>	63-66
12. Обґрунтування параметрів транспортного засобу для безтарного транспортування яблук <i>В. М. Мартишко, М. С. Волянський</i>	67-70
13. Двофазна сошниковая система для технологій точного землеробства <i>Л. В. Анісевич, Ю. О. Росамаха</i>	71-78
14. Обґрунтування елементів біотехнічної системи при виробництві тваринницької продукції <i>В. С. Хмельовський, В. І. Ребенко</i>	79-84
15. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів двобарабанного навісного пристрою причіпного розкидача добрив ПРТ-10 <i>С. І. Павленко</i>	85-90
16. Визначення резонансних параметрів інерційного вібратора <i>О. М. Черниш, М. Г. Березовий</i>	91-94
17. Концепція та системо-аналогова модель функціонування ланцюгових технологічних перетворень ґрунтообробно-посівного агрегату <i>Т. В. Гайдай</i>	95-98
18. Показники оцінки ефективності ланцюга постачань <i>О. М. Загурський</i>	99-104

19. Конструктивні особливості зерносховища із застосуванням охолодження <i>С. В. Кюрчев</i>	105-110
20. Створення структурно-технологічна схема колектора доїльного апарата <i>О. В. Медведський, О. М. Ачкевич, В. І. Ачкевич</i>	111-116
21. Математична модель виникнення віброударного імпульсу в циліндро-поршневій групі двигунів машин для лісотехнічних робіт <i>Л. Л. Тітова</i>	117-122
22. Аналіз факторів, які впливають на силу і коефіцієнт опору коченню колеса <i>О. А. Бежун, Я. В. Меланченко</i>	123-131
23. Дослідження розвитку пошкодження конструкційної сталі методом акустичної емісії <i>О. О. Давиденко</i>	133-136
24. Пристосованість зернозбиральних комбайнів до контролю параметрів технічного стану <i>Д. Ю. Калініченко, І. Л. Роговський</i>	137-147
25. Достовірність перетворення відеоендоскопії зернозбиральних комбайнів з використанням узагальненої математичної моделі <i>О. М. Грубрін, І. Л. Роговський</i>	149-156

Contents

1. Physico-mechanical analysis and modeling of interaction soil tillage working bodies on elastic suspension <i>Voytyuk D. G., Gomeniuk Yu. O., Chovnyuk Yu. V.</i>	5-13
2. Diversification of mechanical tests –scientific core of engineering and agroengineer <i>Kravchuk V. I.</i>	15-17
3. Safety of use of technological equipment of biothermal treatment of vegetable wastes <i>Polyansky O. V., Dyakonov O. V., Skrypnik A. S., Dyakonov V. I.</i>	19-24
4. Investigation of dispenser of mobile module for sowing in conditions of high humidity of soil <i>Voytyuk D. G., Volyanskiy M. S., Martyshko V. M.</i>	25-29
5. Mathematical model of moving particle by vertical screw in stationary mode <i>Pylypaka S. F., Babka V. M., Grischenko I. Yu., Kresan T. A.</i>	31-36
6. Analysis of operation of planting input system in precision agriculture technologies <i>Aniskevych L. V., Zaharin F. M.</i>	37-42
7. Analysis of transport processes efficiency in supply chains <i>Zagurskiy O. M.</i>	43-48
8. Research of parameters of combine header drum in conditions with movement of grain and straw mass <i>Sheychenko V. O., Dudnikov I. A., Kuzmich A. Ya., Shevchuk M. V.</i>	49-54
9. Mathematical model of distribution of ozone in layer of grain during drying with use of vibrating zoneremove complex <i>Tsurkan O. V., Prysyazhnyuk D. V.</i>	55-58
10. Theoretical approaches to study of stress state of soil <i>Dovzhyk M. Ya., Solaryov O. O.</i>	59-62
11. Rationale for design features of working bodies of centrifugal rake-tedders <i>Kondratyuk G. D., Palodichuk Yu. B., Grigorishin V. M.</i>	63-66
12. Ustification of parameters of vehicles for bulk transport of apples <i>Martishko V. M., Volyanskiy M. S.</i>	67-70
13. Two-phase coulter system for precision agriculture technologies <i>Aniskevich L. V., Rosamaha Yu. O.</i>	71-78
14. Submission of elements of biotechnical system in animal production <i>Khmelevsky V. S., Rebenko V. I.</i>	79-84
15. Substantiation of constructive-technological parameters debrabandere hinged device trailed fertilizer spreader PRT-10 <i>Pavlenko S. I.</i>	85-90
16. Determination of resonance parameters of inertial vibrator <i>Chernysh O. M., Berezovyi M. G.</i>	91-94
17. Concept and system analog model of functioning of chain of technological change grantourismo-sowing unit <i>Gaidai T. V.</i>	95-98
18. Of estimation of performance indicators of supply chains <i>Zagurskiy O. M.</i>	99-104
19. Constructive features of grain stores with cooling <i>Kiurchev S. V.</i>	105-110

20. Establishment structural-technological scheme of collector of milking machine <i>Medvedsky O. V., Achkevych O. M., Ackevych V. I.</i>	111-116
21. Mathematical model of vibroimpact occurrence of pulse in cylinder-piston group of engines of machines for forestry work <i>Titova L. L.</i>	117-122
22. Analysis of factors affecting wheel rolling resistance force and coefficient <i>Beshun O. A., Melanchenko Ya. V.</i>	123-131
23. Research of development of damage of construction steel with acoustic emission method <i>Davidenko O. O.</i>	133-136
24. Adaptation of combine harvesters to control parameters of technical condition <i>Kalinichenko D. Yu., Rogovskii I. L.</i>	137-147
25. Accuracy of converting videoendoscopy combine harvester using generalized mathematical model <i>Grubrin O. M., Rogovskii I. L.</i>	149-156

Guidelines for authors (2018)

The journal publishes the original research papers. The papers (min. 4 pages) should not exceed 14 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. (2018). 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

since 2010 till 2018

[Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series:
Technique and Energy of APK]

Machinery & Energetics

з 2010 року до 2018 року

[Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України.
Серія: техніка та енергетика АПК]

НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ

ВИПУСК 9

№ 4

Свідоцтво про державну реєстрацію
Серія KB №22403 – 12303ПР від 10.10.2016

Редактор І. Л. Роговський

03041, Київ-41, вул. Героїв оборони, 15

Здано до набору 22.11.2018
Формат 60×84/16
Наклад 100 прим.

Підписано до друку 22.11.2018
Папір офсетний.
Зам. № 9875 від 22.11.2018

Редакційно-видавничий відділ НУБіП України
03041, Київ, пров. Сільськогосподарський, 4.
т. 527-80-49