

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

№ 3

(July – September)

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

№ 3

(липень – вересень)

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. № 3. 174 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 № 2 від 26 вересня 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 263.082.22

АКАДЕМІК П. М. ВАСИЛЕНКО І ДІЯЛЬНІСТЬ КАФЕДРИ НЕВІДДІЛЬНИ ВІД СЛАВЕТНОЇ ІСТОРІЇ УНІВЕРСИТЕТУ

(до 120-річчя кафедри сільськогосподарських машин та системотехніки імені академіка
П. М. Василенка Національного університету біоресурсів і природокористування України)

Д. Г. Войтюк, Ю. О. Гуменюк

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Кореспонденція авторів: ugmsg@ukr.net.

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

Бібл. 9, рис. 0, табл. 0.

Анотація. В статті висвітлено діяльність кафедри сільськогосподарських машин та системотехніки імені академіка П. М. Василенка протягом 120-ти річного періоду роботи. Зазначена роль завідувачів у організаційній, навчально-виховній та науковій роботі кафедри. Представлено основні наукові здобутки співробітників кафедри. Наведені основні етапи життя, наукової та педагогічної діяльності Петра Мефодійовича Василенка - видатного вченого у галузі землеробської механіки, педагога, академіка ВАСГНІЛ, академіка Української академії аграрних наук, член-кореспондента Національної академії наук України, доктора технічних наук.

Ключові слова: кафедра, історія, інновації, точне землеробство, машинознавство, техніка, технології, академік, вчений.

Постановка проблеми

З початку розгортання науково-технічної революції в сільськогосподарському виробництві (середина XIX – початок XX століття) виникла гостра потреба в підготовці інженерних кадрів, здатних конструювати, випробовувати та грамотно експлуатувати сільськогосподарську техніку.

В зв'язку з цим, височайшим імператорським повелінням у 1897 році в Харківському хіміко-технологічному інституті було відкрито факультет сільськогосподарських машин, а в 1898 році – організовано вищий технічний заклад – Київський політехнічний інститут з сільськогосподарським відділенням.

В складі останнього почала функціонувати кафедра сільськогосподарського машинознавства, 120-річний ювілей якої в цьому році відзначається на щорічній конференції пам'яті академіка П.М. Василенка.

Першим завідувачем кафедри був професор Каміл Гаврилович Шиндлер (1898-1911), колишній співробітник кафедри сільгоспмашин Московського сільськогосподарського інституту, яку очолював академік В.П. Горячкін.

Після створення відповідної виробничо-технічної бази (1900 р.) під керівництвом К.Г. Шиндлера при кафедрі у районі Караваєвих дач (передмістя Києва) було створено першу в Україні машиновипробувальну станцію, у роботі якої приймали активну участь співробітники кафедри інженери: Хохряков, Дреновський, Богоявленський.

Кафедра і станція вели підготовку спеціалістів по машинознавству і машинах, а також інженерів-механіків по використанню цієї техніки.

Результати досліджень

Основоположники наукового сільськогосподарського машинознавства і випробувальної справи в Україні К.Г. Шиндлер, Л.П. Крамаренко, П.Ф. Вовк, які працювали на кафедрі, розвивали теоретично-прикладні основи машинознавства, на базі експериментальних даних, одержаних під час випробувань, відбирали та удосконалювали кращі конструкції машин для виготовлення і створювали нормативну базу для їх проектування. Особливої уваги заслуговує видання у 1902 році професором К.Г. Шиндлером альбому «Политипажи, эскизы и чертежи машин-орудий современного сельского хозяйства», а також книги «Теория и конструкция пахотных орудий», виданої у 1904 році. Слід також вказати, що в 1904-1908 рр. К.Г. Шиндлер обіймав посаду керівника сільськогосподарського відділення КПІ.

У 1913 році в Києві проводилась Всеросійська виставка, на якій одним із найбільших був відділ сільськогосподарських машин. На виставці були широко представлені плуги вітчизняного виробництва, серед яких найбільшою популярністю користувався оригінальний вітчизняний передковий плуг з панцирним відвалом, покращеним професором К.Г. Шиндлером.

Після К.Г. Шиндлера кафедру сільськогосподарського машинобудування очолював професор Леонід Петрович Крамаренко (1911-1924). Під його керівництвом кафедра працювала над

актуальними проблемами сільськогосподарського машинобудування: дослідженням та удосконаленням різальних частин машин та механізмів, зчепленням сільськогосподарських машин з ґрунтом, уніфікацією жниварок та стандартизацією окремих механізмів; обладнанням однієї з найкращих лабораторій сільськогосподарського машинобудування в країні. Результатом проведених важливих робіт було видання Л.Н. Крамаренком в 1929 році книги «Выбор основных размеров для стандарта режущего аппарата жатвенных машин», а в 1930 році – «Обоснование конструкции и основных соотношений, принятых в режущем аппарате комбайна».

У 20-30 роках минулого сторіччя наукові розробки з сільськогосподарського машинознавства сконцентрувались на кафедрі сільськогосподарської механіки при Головнауці під керівництвом академіка АН України К.К. Симінського, а членами кафедри були академік М.М. Крилов, професори: П.Ф. Вовк, Л.П. Крамаренко та майбутній академік А.О. Василенко. які вели роботи по стандартизації та уніфікації машин і знарядь як бази для організації їх виробництва на створюваних в Україні машинобудівних заводах.

На кафедрі пройшли аспірантську підготовку відомі згодом вчені-академіки: С.В. Серенсен, М.М. Боголюбов, П.М. Василенко. Важливою віхою в подальшій історії кафедри сільськогосподарських машин було відкриття в Київському сільськогосподарському інституті в 1929 році факультету механізації сільського господарства, в якому кафедра була однією з провідних. Завідувачем кафедри з 1929 по 1930 був А.О. Василенко.

Слід особливо відмітити плідну науково-педагогічну роботу Андрія Овер'яновича Василенка, який в 30-ті роки працював професором кафедри та на керівних посадах в Українському науково-дослідному інституті сільськогосподарського машинобудування і машиновипробування (м. Харків) та Українському науковому інституті механізації сільського господарства (м. Київ).

Професор А.О. Василенко за розпорядженням Наркома важкого машинобудування очолював групу у складі 15 молодих інженерів, якій доручили налагодити випуск першого вітчизняного зернозбирального комбайна на заводі «Комунар» у м. Запоріжжя.

У 1939 році А.О. Василенка обрано член-кореспондентом, а в 1948 році академіком Академії наук Української РСР.

Велике наукове і практичне значення мають оригінальні дослідження академіка А.О. Василенка в галузі землеробської механіки за такими основними напрямками: розробка теоретичних основ машин і процесів, динаміка машин і машинних агрегатів, проектування сільськогосподарської техніки, розробка технологій конструкційних матеріалів, дослідження в царині історії науки і техніки. Проведена величезна науково-дослідна робота по вивченню процесів збирання цукрових буряків дозволила розробити теорію гичкозбиральних апаратів із активними і пасивними робочими органами, підкопуючих робочих органів, що дало

можливість створити бурякозбиральний комбайн із зрізування гички на корені, який був прообразом сучасного.

За розробку і впровадження модифікованого чавуну академік А.О. Василенко і кандидат технічних наук І.С. Григор'єв в 1950 році будуть удостоєні Державної премії. У 1944 році на базі Інституту будівельної механіки АН УРСР А.О. Василенко створює лабораторію сільськогосподарської механіки, яка Постановою Ради Народних Комісарів УРСР та постановою Президії АН УРСР в 1945 році виділяється в самостійну наукову одиницю при Відділенні технічних наук АН УРСР з назвою «Лабораторія машинобудування і проблем сільськогосподарської механіки, а у 1950 році була реорганізована в Інститут машинознавства і сільськогосподарської механіки АН УРСР. Ця установа працювала до часу заснування Української Академії сільськогосподарських наук (1957 р.), що згодом була реорганізована в Південне Відділення ВАСГНІЛ (1962 р.), на базі якого в 1992 році відроджена Українська академія аграрних наук УААН з відділенням механізації сільськогосподарського виробництва, яке об'єднало науково-дослідні установи та вчених інженерного профілю України.

Завідувачем кафедри в 1930–1935рр. був професор О.М. Карпенко, який згодом перейшов працювати в Московську сільськогосподарську академію, був обраний академіком ВАСГНІЛ.

Яскрава сторінка в історії кафедри відкривається з призначенням восени 1935 року завідувачем кафедри сільськогосподарських машин Петра Мефодійовича Василенка. Певний педагогічний досвід він здобув по закінченні Вищих педагогічних курсів (1928-1929 рр.) при Київському сільськогосподарському інституті, де він проявив здібності до самостійного проведення наукових досліджень, читання лекцій та практичних занять із сільськогосподарського машинознавства, які викликали захоплення і схвальні відгуки викладачів та спеціалістів.

Подальше навчання в аспірантурі на згаданий вище науково-дослідній кафедрі сільськогосподарської механіки при Головному управлінні науки Наркомату освіти УРСР дало можливість аспіранту Василенку П.М. спілкуватися з видатними вченими того часу в галузі математики та механіки, брати участь у науково-методичних семінарах, які постійно проводились в Інституті технічної механіки. Не тільки участь, а й успішні виступи на наукових семінарах, постійне безпосереднє спілкування з видатними математиками України того часу М.П. Кравчуком, Д.О. Граве, Г.В. Пфейффером, В.І. Можаром та ін. сприяло тому, що за пропозицією академіка Д.О. Граве П.М. Василенка обрали членом комісії прикладної математики природничо-технічного відділу ВУАН.

Маючи достатню механіко-математичну підготовку, глибокі знання з сільськогосподарського машинознавства молодий завідувач в своїх лекціях використовував нові наукові знання, які викликали захоплення серед широкого кола студентів і викладачів кафедри. На кафедрі активно проводилась

науково-дослідна робота і публікація її результатів у наукових виданнях. Після першої наукової статті «Сопротивление почв сжатию, как один из факторов, определяющих работу сельскохозяйственных орудий», яка в 1932 році була надрукована в Москві в шостому номері наукового журналі «Почвоведение», П.М. Василенко публікує низку статей у журналах Інституту математики ВУАН у Києві, «Сельскохозяйственная машина» у Москві, а також одну статтю іноземною мовою. Ним також була підготовлена до друку важлива на той час теоретична праця «Основные элементы теории, расчёнки та проектування сільськогосподарських машин. Плуги».

За матеріалами більше ніж 10 друкованих праць у травні 1937 року рішенням вищої атестаційної комісії СРСР та Всесоюзного комітету у справах вищої школи при РНК СРСР П.М. Василенку було присуджено науковий ступінь кандидата технічних наук без захисту дисертації.

В передвоєнні роки на кафедрі сільгоспмашин, крім навчальної, ведеться активна науково-дослідна робота і Василенко П.М. починає створювати власну наукову школу: під його керівництвом захистили кандидатські дисертації Бублик С.П., Кондратюк П.І., Гончаренко П.Т. Про лідируючі позиції кафедри сільгоспмашин в Київському сільськогосподарському інституті, директором якого на той час був співробітник кафедри Т.С. Довгополов, свідчить той факт, що із висунутих шести претендентів від інституту загальні збори Академії наук УРСР 22 лютого 1939 року обрали член-кореспондентом по відділу Технічних наук єдиного П.М. Василенка. Серед обраних тоді член-кореспондентів АН УРСР були: Д.І. Блохінцев, М.М. Боголюбов, К.Д. Синельников, Г.Й. Сухомел, які в подальшому стали академіками, всесвітньовідомими вченими і збагатили світову науку видатними науковими досягненнями.

Головою експертної комісії з технічних наук по представленню до обрання членкорів був тоді академік АН УРСР Є.О. Патон.

На жаль творчий зліт П.М. Василенка і колективу очолюваної ним кафедри був перерваний війною. Київський сільськогосподарський інститут було евакуйовано до міста Алма-Ати в Казахський сільгоспінститут. Внаслідок бомбардування ешелону, в якому з майном Академії наук України евакуювався П.М. Василенко з сім'єю на Схід, він опинився на окупованій території в селі Сиволож Комарівського (нині Борзнянського) району Чернігівської області. В цьому селі йому довелося пережити тяжкі роки окупації, працюючи простим робітником у господарстві та на невеликій присадибній ділянці.

Після звільнення села Сиволож у жовтні 1943 року він почав вчителювати у середній школі, а в січні 1944 року був запрошений на посаду завідувача кафедри фізики Ніжинського педагогічного інституту імені Гоголя.

Після реєвакації Київського сільськогосподарського інституту у квітні 1944 року Василенко П.М. повертається до Києва і починає виконувати обов'язки заступника директора по навчальній частині і завідувача кафедри

сільськогосподарських машин на факультеті механізації сільського господарства.

Вчений з властивою йому енергією поринає в розробку нових лекційних курсів, організацію і виконання науково-дослідної роботи, публікацію її результатів в наукових журналах, успішно працює над докторською дисертацією. В 1948 році спеціалізована вчена рада Московського інституту механізації та електрифікації сільського господарства імені Молотова одногласно проголосувала за присудження наукового ступеня доктора технічних наук Василенку П.М., який представив до захисту дисертаційну роботу на тему: «Основы теории руху матеріальних частинок по шорстких поверхнях сільськогосподарських машин». Представлені в дисертації результати глибоких фундаментальних розробок сприяли тому, що вже 14 січня 1949 року ВАК СРСР видала йому диплом доктора технічних наук, а 19 травня 1949 року Міністерство вищої освіти СРСР та ВАК СРСР видали атестат професора по кафедрі сільськогосподарських машин.

Зруйноване війною сільськогосподарське машинобудування і сільськогосподарське виробництво з низьким рівнем механізації потребувало невідкладних заходів по теоретичному обґрунтуванню і нарощуванню виробництва нової сільськогосподарської техніки. Цьому слугував талант Василенка П.М., як лідера аграрної інженерної науки, який мобілізував на цю роботу не тільки членів кафедри, а і одночасно працював у вищезгаданому Інституті машинознавства і сільськогосподарської механіки АН УРСР, а також співпрацював з головним науково-дослідним інститутом механізації та електрифікації сільського господарства (УНДІМЕСГ) і заводами сільськогосподарського машинобудування. Виконувані наукові роботи стосувались розробки і наукового обґрунтування конструкцій культиваторів, сівалок, бурякозбирального комбайна та інших сільськогосподарських машин.

Не все було безхмарно в діяльності видатного вченого в післявоєнний період. Поряд з ним працювали колеги, які пройшли більш жорстке випробування війною, але були менш підготовлені до науково-педагогічної роботи, тому у них виникало бажання дещо тримати відомого вченого у постійному науково-організаційному напруженні. З 1948 року по 1953 рік П.М. Василенко працює професором кафедри сільгоспмашин, а посаду завідувача обіймає доцент Кондратюк Павло Іванович, який під час війни був комісаром партизанського загону.

І треба завдячити долі, що правда, в решті решт, перемогла ще при житті звинувачуваного, в більшості ж випадків цей кінець в часі розміщений далі кінця нашого життя. Могутній талант видатного теоретика і педагога сприяли тому, що з 1953 року і до виходу на пенсію в 1962 році П.М. Василенко обіймав посаду завідувача кафедри сільськогосподарських машин.

Предметом особливої уваги Василенка П.М. була підготовка і кваліфікаційна оцінка наукових кадрів. В цей період на кафедрі сільгоспмашин пройшли аспірантську підготовку і захистили кандидатські дисертації: Михаловський В.А., Волик А.Ф.,

Желтишев П.М., Шкурський Г.К., Гапоненко В.С., Синявський В.М., які потім стали відомим вченими і очолювали кафедри в сільгоспакадемії та інших навчальних закладах, а в УНДІМЕСТГ: Бабій П.Т., Настенко П.М., Соколов В.М., Василенко І.І., Хоменко М.С., які згодом очолили наукові відділи в інституті.

В результаті виконаних наукових робіт було розроблено загальні механіко-математичні методи розв'язання завдань аналізу та синтезу параметрів машин як вихідних засад сільськогосподарської механіки, які передавались в СКБ та ГСКБ заводів сільськогосподарського машинобудування або публікувались у періодичних журналах та окремих монографіях.

Наукові праці П.М. Василенка друкувались у доповідях АН УРСР, у доповідях ВАСГНІЛ, у Віснику с.-г. наук та інших виданнях. Низка його наукових праць була опублікована за рубежом – у Чехословаччині, Болгарії, Румунії, Франції та США, а окремі з них особливо відзначались у зарубіжній пресі. Так, наприклад, праця «Теорія кочення колеса зі слідом» цитувались у перекладеній російською мовою книзі «Машины и местность», виданій у США. До цієї статті була прикута увага у зв'язку з тим, що в ній йшла мова про кочення колеса зі слідом, бо саме таке кочення відбувалось при коченні коліс по поверхні Місяця, на який готувалась висадка космічного корабля.

Активна робота, як в науково-дослідному інституті АН, так і в навчальній академії на посаді зав. кафедри і професора з курсу «Теорії і розрахунок с.-г. машини, примноження власного наукового доробку і розвиток своєї наукової школи, об'єктивне оцінювання дисертаційних робіт під час захисту на спеціалізованій вченій раді, плідне наукове спілкування, як з відомими вченими так із звичайними викладачами, співробітниками і студентами створили П.М. Василенку незаперечний авторитет і реноме неординарної особистості. Тому закономірно відбулось заслужене визнання – на загальних зборах Всесоюзної академії сільськогосподарських наук ім. Леніна 25 червня 1956 року де його було обрано дійсним членом (академіком) по відділенню «Механізація і електрифікація сільського господарства».

18 грудня 1956 року вийшла Постанова ЦК КП(б)У і РМ УРСР про створення на базі навчального закладу Українська сільськогосподарська академія і науково-дослідних інститутів аграрного профілю Української академії сільськогосподарських наук (УАСГН)

Доречно нагадати, що подібна наукова установа була створена урядом УНР (Симона Петлюри) ще в 1918 році. Для створення академії, як відомо, треба мати фундаторів і на пропозицію уряду, наукової громадськості і академії ВАСГНІЛ П.М. Василенко став її фундатором і був призначений на посаду академіка-секретаря відділення механізації і електрифікації, одночасно залишаючись на посаді зав. кафедри сільгоспмашин і продовжуючи читати лекції. Створення академії сприяло зміцненню зв'язків із заводами сільгоспмашинобудування, які залучались

до участі у нарадах при УАСГН, присвячених проблемам механізації і електрифікації сільськогосподарського виробництва. Працюючи на посадах академіка-секретаря і завідувача кафедри П.М. Василенко проводив досить широку підготовку нових молодих наукових кадрів через аспірантуру. В 1962 році УАСГН була реорганізована у Південне відділення ВАСГНІЛ, а з 25 грудня 1990 р. було створено Українську академію аграрних наук (нині Національна академія аграрних наук України) і в 1991 році він знову був обраний академіком цієї академії.

В 1962 році партійними і державними органами був проголошений курс на оновлення керівництва в наукових і освітянських установах, П.М. Василенко звільняється майже з усіх посад і переходить на посаду професора-консультанта кафедри сільськогосподарських машин УСГА (нині Національний університет біоресурсів і природокористування України), де і працює до кінця свого життя.

Звільнення від адміністративних обов'язків, після офіційного виходу на пенсію, вивільнило могутній творчий потенціал вченого і дало можливість зосередитись тільки на науковій діяльності. За період активної роботи «на пенсії» П.М. Василенко видав більше 120 наукових праць, в тому числі підручники і фундаментальні монографії, підготував чотирьох докторів та двадцять трьох кандидатів технічних наук, давав наукові консультації багатьом пошукачам докторських і кандидатських дисертацій з різних наукових та освітніх закладів бувшого Радянського Союзу.

Так за дуже короткий термін в 1964 році він видав фундаментальну монографію «Автоматизация процессов сельскохозяйственного производства», яка занесена до книг Міжнародного фонду ООН, за якою визначається рівень автоматизації сільськогосподарського виробництва в усіх країнах світу і рекомендується фахівцям для детального вивчення. Свою ж останню фундаментальну монографію «Введение в земледельческую механику» він видав у 1996 році, коли йому виповнилось 96 років.

Академік П.М. Василенко користувався незаперечним авторитетом серед учених ВАСГНІЛ і академія доручала йому проведення наукових семінарів з проблем землеробської механіки у всіх наукових центрах колишнього Союзу. Відгуки про якість цих семінарів, які надходили до ВАСГНІЛ, були сповнені найвищих оцінок, а інакше і не могло бути, адже це П.М. Василенко – видатна постать в науці.

Про наукову та практичну цінність опублікованих праць П.М. Василенка свідчать багаточисленні посилення на них у вітчизняній і зарубіжній пресі, а також відгуки та рецензії на ці роботи учених і, зокрема, таких видатних, як академіка АН СРСР І.І. Артоболевського, академіка ВАСГНІЛ В.О. Желіговського.

Науковим тріумфом втілення в практику наукових ідей П.М. Василенка стало успішне використання автоматичних апаратів пересування

«Ровер» по поверхні Місяця, яке здійснили американці двічі в 1971-1972 рр. посилаючи туди свої космічні кораблі.

В цілому оцінюючи всю багаторічну діяльність академіка П.М. Василенка, той фундаментальний внесок, який він додав у розвиток сільськогосподарської техніки і, зокрема, в розвиток таких наукових дисциплін, як сільськогосподарське машинознавство та сільськогосподарська механіка, дає підставу вважати його одним з основоположників такої наукової дисципліни, як сільськогосподарська механіка в Україні.

За видатний науковий внесок у розвиток землеробської механіки рішенням Президії ВАСГНІЛ Василенку П.М. 7 грудня 1997 року було присуджено Золоту медаль імені В.П. Горячкіна – найвищу нагороду цієї академії в галузі механізації і електрифікації сільського господарства. До нього такою медаллю були нагороджені лише два вчених: всесвітньовідомий вчений, Герой Соціалістичної Праці, академік АН СРСР І.І. Артоболевський і академік ВАСГНІЛ В.О. Желіговський. По своїй скромності П.М. Василенко уникав представлення свого місця в науці. Коли в 1990 році ми з академіком Л.В. Погорілим готували оглядову статтю «Машиноведение, земледельческая механика и техника в 20-м веке», в якій зробили спробу «проранжувати» науковий вклад окремих вчених, то завершили її таким текстом: «Среди выдающихся ученых, внесших фундаментальный вклад в развитие машиноведения и земледельческой механики и образовавшие широко известные в стране и за ее пределами научные школы, в истекшем веке в числе первых следует назвать такие имена:

1. Горячкин Василий Прохорович (1868-1935) – почетный академик АН СССР академик ВАСХНИЛ.
2. Желіговский Владислав Александрович (1891-1974) – академик ВАСХНИЛ, лауреат медали им. В.П. Горячкина.
3. Василенко Петр Мефодиевич (1900-1999) – академик Украинской академии аграрных наук и Российской академии сельскохозяйственных наук (бывшая ВАСХНИЛ), лауреат Золотой медали им. В.П. Горячкина, член-корреспондент НАН Украины.
4. Артоболевский Иван Иванович (1905-1977) – академик АН СССР, Герой Социалистического Труда, лауреат медали им. В.П. Горячкина.
5. Болтинский Василий Николаевич (1904-1977) – академик ВАСХНИЛ, Герой Социалистического Труда.
6. Летошнев Михаил Николаевич (1988-1958) – почетный академик ВАСХНИЛ.
7. Василенко Иван Фомич (1894-1980) – академик ВАСХНИЛ, Герой Социалистического Труда.
8. Лучинский Николай Дмитриевич (1899-1988) – академик ВАСХНИЛ.

Академік П.М. Василенко створив видатну наукову школу, кафедра сільськогосподарських машин і після того, як він залишив посаду завідувача і став професором-консультантом продовжувала бути центром генерації ідей розвитку нових напрямків у механізації сільськогосподарського виробництва.

Завідувачем кафедри в 1962 році обрали учня П.М. Василенка – доцента Гапоненка Василя Савича, якому вдалося консолідувати колектив, створити умови для творчої роботи професору-консультанту, який готував аспірантів і докторантів не тільки для потреб кафедр академії, а і для інших вишів та науково-дослідних інститутів. В 60-ті-70-ті роки захистили дисертації і стали працівниками кафедри: Є.О. Офат, Г.П. Опалко, П.С. Короткевич, Д.Г. Войтюк, В.П. Третяк, О.М. Пилипенко, В.М. Борисов, Г.Р. Гаврилюк, В.М. Шевелєв, В.І. Меньяло, а також працівники інших організацій: С.М. Донець, Я.І. Верменко, М.І. Пахар, Б.М. Гевко. Особливо слід відзначити плідні наукові зв'язки кафедри з Українською машино-випробувальною станцією, головним інженером якої в той час був найталановитіший учень П.М. Василенка – Леонід Володимирович Погорілий. Свою наукову діяльність він розпочав у студентські роки у науковому гуртку П.М. Василенка, після закінчення в 1958 році академії без відриву від виробництва в 1963 році захистив кандидатську, а в 1974 році докторську дисертацію і був обраний академіком ВАСГНІЛ та УААН. Також кандидатські дисертації захистили без відриву від виробництва талановиті представники УкрМВС В.В. Брей і В.А. Шабранський.

В 70-ті 80-ті роки під керівництвом П.М. Василенка захистили кандидатські дисертації і стали викладачами кафедри сільгоспмашин: Г.І. Живолуп, О.М. Погорілець, Б.Т. Федотов, О.М. Дімчев, Л.В. Аніскевич; на кафедрі механіки і ТММ почав працювати В.М. Булгаков, в інші навчальні заклади пішли працювати К.Г. Іваніца, О.Є. Петренко, В.Ф. Пашенко, М.Я. Довжик.

Маючи певний досвід роботи в Міністерстві сільського господарства, завідувач кафедрою В.С. Гапоненко зумів надати роботі колективу кафедри системного характеру в усіх напрямках: науковому, педагогічному, господарському, виховному. Була відкрита наукова госпдогіврна тематика по вивченню ущільнюючої дії машинних агрегатів на врожайність сільськогосподарських культур, регулярно працював науковий семінар під керівництвом академіка П.М. Василенка, на якому заслуховували результати досліджень членів кафедри та представників інших наукових закладів. Особливо жваві дискусії виникали при заслуховуванні докторських дисертацій О.О. Омельченка, М.С. Хоменка, Л.В. Погорілого, В.С. Басіна, Є.С. Босого, П.П. Карпуші.

Велика робота проводилась по методичному забезпеченню навчального процесу і завідувач кафедри на власному прикладі спонукав співробітників для написання підручників і навчальних посібників для студентів вищих навчальних закладів, технікумів і учнів профтехучилищ.

В 1978 році кафедру очолив учень Петра Мефодійовича Короткевич Петро Стефанович, який працював вченим секретарем відділення УАСГН, коли Василенко П.М. був академіком-секретарем. Короткевич П.С. мав високу наукову компетентність, інтелігентність, всебічну ерудованість, педантизм і

доброзичливість за що його любили і поважали не тільки співробітники кафедри, а й весь колектив факультету механізації і особливо студенти.

Наукові дослідження співробітників кафедри в цей період були зосереджені на вирішенні актуальних проблем оптимізації впливу ходових систем машинних агрегатів на ущільнення ґрунту при вирощуванні сільськогосподарських культур, розробці теоретичних і експериментальних основ удосконалення сівалок, бурякозбиральних машин, машин для збирання плодів і овочів, а також машин для захисту рослин. Значна увага приділялась розробці нових підходів у методичному забезпеченні навчального процесу і були створені технологічні лабораторії з наочними посібниками, стендами по дослідженню роботи окремих вузлів і механізмів машин, засоби контролю засвоєння знань студентами. Особлива увага приділялась практичному навчанню по забезпеченню умов, які дозволяють кожному випускнику одержати робітничу професію тракториста-машиніста, комбайнера з видачею відповідних документів. Для цього на кафедрі проводилась велика робота по організації вивчення складних систем сільгоспмашин (гідравліки, електрообладнання) в позаурочний час. Було започатковано проходження виробничої практики, якою керували викладачі кафедри, шляхом організації студентських механізованих загонів.

В 1988 році кафедру очолив професор Войтюк Дмитро Григорович, який також був учнем Петра Мефодійовича. Одночасно обіймаючи посади декана факультету механізації та завідувача кафедри, Войтюк Д.Г. посприяв більш оперативному вирішенню проблем оснащення кафедри новітньою технікою вітчизняного і зарубіжного виробництва, налагодженню співробітництва із зарубіжними університетами. У зв'язку з одержанням Україною незалежності (1991 р.) здійснювався пошук шляхів адаптації нашої системи освіти до системи освіти розвинутих країн. За орієнтир була взята дворівнева (бакалавр, магістр) американська система підготовки фахівців, їх система дорадництва і зосередження наукових досліджень в університетах. Вивчався також і європейський досвід організації вищої освіти і наукових досліджень. У цей період були укладені договори про підготовку інженерів-конструкторів у Дрезденському технічному університеті із захистом дипломів в Україні і Німеччині (3-4 особи щорічно), фахівців з аграрної інженерії в університетах штату Айова і університеті Пурдю (штат Індіана) США. Налагоджено співробітництво з Люблінським відділенням Польської академії наук і Люблінською аграрною академією по моторизації і енергетиці сільського господарства з щорічним проведенням наукових конференцій і виданням наукових праць по чергово в Україні і Польщі.

Розвивались також наукові зв'язки з вченими Чехії, Словаччини, Румунії і Прибалтійських країн. Для більш тісного співробітництва науковців кафедри з конструкторами заводів сільськогосподарського машинобудування за сприяння Міністерства промислової політики України у 1996 році було організовано постійно діючу виставку нової

сільськогосподарської техніки і технологій в навчальних лабораторіях кафедри.

У 1997 році вперше в Україні започаткований новий науковий напрямок з розробки механіко-технологічних основ системи точного землеробства (науковий керівник професор Д.Г. Войтюк). В 1998 році була заснована проблемна лабораторія «Система точного землеробства» (завідувач доцент Л.В. Аніскевич), в роботі якої брали активну участь доценти: Г.Р. Гаврилюк, М.С. Волянський, О.В. Ямков, В.М. Мартишко, інженер С.О. Маранда. Дослідження з цього напрямку базуються на супутниковій системі навігації і передбачають, залежно від потреб, зміну норм внесення технологічних матеріалів «на ходу» при роботі машинно-тракторних агрегатів.

Розробка новітніх механізованих технологій та сільськогосподарських машин, адаптованих до системи точного землеробства знайшли відображення в докторській дисертації доцента Л.В. Аніскевича, яка була блискуче захищена на спеціалізованій вченій раді НАУ.

Високу оцінку роботі проблемної лабораторії кафедри дав президент України Л.Д. Кучма під час відвідання Національного аграрного університету у жовтні 1999 року.

На кафедрі розроблено і впроваджено у виробництво ультрамалооб'ємний обприскувач на базі надлегкого мобільного енергетичного засобу, що дозволяє значно збільшити продуктивність машини при високій якості виконання технологічного процесу.

У 2005 році завідувачем кафедри було обрано також учня П.М. Василенка професора Аніскевича Леоніда Володимировича. Були продовжені дослідження по обґрунтуванню наукового практичних основ застосування безпілотних польових інформаційних машин в рослинництві з розробкою теорії побудови навігаційно-управляючого комплексу машин та методами обробітку комплексної навігаційної інформації (проф. Д.Г. Войтюк, проф. Л.В. Аніскевич, доц. О.О. Броварець). На рівні світової новизни запропонована (проф. Л.В. Аніскевич, проф. Д.Г. Войтюк, доц. С.В. Смолінський) методика прогностичного способу регулювання режимів функціонування робочих органів збиральної машини для вирішення проблеми нерівномірного завантаження робочих органів комбайна технологічним матеріалом внаслідок зміни рівня місцевизначеної врожайності та умов комбайнування за напрямком руху машини. Також вперше у світовій практиці запропонована (проф. Л.В. Аніскевич, проф. Д.Г. Войтюк) нова методика отримання високоточної інформації про місцевизначену врожайність для побудови картограм врожайності з використанням інтегральної моделі Дюамеля на основі імпульсних перехідних характеристик збиральних машин в функції часу.

В 2011 році професор Л.В. Аніскевич за станом здоров'я переходить на посаду професора кафедри і цим самим закінчується майже 50-річний період, впродовж якого кафедру очолювали виключно учні П.М. Василенка.

Доктор технічних наук Мироненко Валентин Григорович, який тривалий час працював в ННЦ «ІМЕСГ», органічно вписався в колектив кафедри, уміло продовжив наукові і педагогічні традиції, підсилив наукові розробки новітніх інформаційно-технічних систем підтримки виробництва продукції рослинництва. Пропрацювавши один рік завідувачем (2011-2012 рр.), він з поважних причин перейшов на іншу роботу, але залишився надалі в творчих і дружніх стосунках з колективом кафедри.

В 2012-2013 рр. кафедрою керував доцент Володимир Борисович Онищенко, який після наукової підготовки в ННЦ «ІМЕСГ» перейшов на педагогічну роботу в НАУ і певний час був деканом факультету конструювання і дизайну. За його безпосередньою участю розроблено обприскувач польових культур із регульованою дисперсністю крапель та пневматичною системою осадження крапель робочої рідини, а також обприскувач польових культур з автоматичним регулюванням норм внесення, які пройшли державні приймальні випробування в УкрНДІПВТ імені Л.В.Погорілого.

В 2013 році терміном на три роки було обрано доктора сільськогосподарських наук Теслика Віктора Васильовича. Ним започатковано створення на кафедрі лабораторії «Техніко-технологічного забезпечення виробництва і застосування мікробіопрепаратів для забезпечення замкнутого циклу виробництва екологічно чистої органічної продукції.

Заслужовують на увагу перспективні дослідження місцевизначеної сівби, які передбачають двофазний спосіб заробки насіння сільськогосподарських культур у ґрунт (проф. Л.В.Анікевич, асист. Росамаха Ю.О.).

Важливим напрямком удосконалення технологій точного землеробства є пошук новітніх способів внесення технологічних матеріалів. Запропонований (проф. Л.В. Анікевич, доц. О.О. Броварець) принципово новий балістичний спосіб внесення дозволяє уникнути негативного впливу опорно-ходових систем МТА на ґрунт, різко знижує витрати паливно-мастильних матеріалів, сприяє значному підвищенню точності і продуктивних реалізацій технологій змінних норм внесення технологічних матеріалів, а також сприяє заощадженню останніх в середньому на 20-25%.

В 2016 році кафедру очолив доцент Гуменюк Юрій Олегович, який є вихованцем кафедри, учнем професора Д.Г. Войтюка і є всі підстави сподіватися, що він достойно продовжить славні традиції кафедри, яка носить ім'я видатного вченого академіка П.М. Василенка.

За короткий період при безпосередній участі декана механіко-технологічного факультету професора Я.М. Михайловича і за сприяння ректора НУБіП України професора С.М. Ніколаєнка на кафедрі оновлено матеріально-технічну базу навчальних і наукових лабораторій, які оснащені новітньою технікою компаній: ELVORTI (м. Кропивницький), KUHN (Франція), John Deere (США), LEMKEN (Німеччина), HARDI (Данія), NEW HOLLAND.

Завідувач кафедри плідно працює по дослідженню динаміки руху ґрунтообробних машин і адаптації робочих органів машин до ґрунтових умов. Проводяться широкі дослідження по впливу електромагнітного випромінювання крайньовисокочастотного діапазону на біологічні об'єкти, а також дослідження фізичних механізмів, які лежать у основі резонансного поглинання та інформаційного впливу мікрохвиль на рослини.

У співпраці із вченими ННЦ «ІМЕСГ» науковцями кафедри (О.М. Вечера) розроблено і виготовлено нові стаціонарні універсальні протруювачі неперервної дії інерційно-фракційного типу ПНУ-4 і ПНУ-10. Ґрунтовні дослідження (доц. О.В. Ямков) проведені у напрямі удосконалення бурякозбиральної техніки шляхом обґрунтування параметрів та режимів роботи гичкозбиральних і викопувачів робочих органів з метою зменшення енергоємності їх робочих процесів.

На замовлення Мінагрополітики визначено і обґрунтовано (доц. М.С. Волянський) конструктивні параметри, розраховано технологічні режими, енергетичні і тягово-зчіпні властивості надлегкого мобільного енергетичного засобу, досліджено динаміку його руху, обґрунтовано параметри технологічних модулів до нього із застосуванням методів статистичної динаміки.

На кафедрі належна увага приділяється методичному забезпеченню навчального процесу написанню підручників і навчальних посібників, публікації результатів наукових досліджень, написанню монографій і проведенню патентної роботи.

За 120 років існування кафедри опубліковано близько 8000 наукових праць, в т.ч. 35 монографій, 95 підручників і навчальних посібників, отримано 298 авторських свідоцтв на винаходи і патентів, підготовлено 15 докторів наук і 84 кандидати наук.

Підручник «Сільськогосподарські та меліоративні машини» за редакцією проф. Д.Г. Войтюка отримав Першу премію Міністерства АПК в 2007 році.

Висновок

Спираючись на наукову спадщину академіка П.М. Василенка і його наукової школи перед колективом кафедри стоять завдання сформульовані представником цієї школи академіком Л.В. Погорілим: «при розв'язанні перспективних задач аналізу і синтезу нових вітчизняних конструкцій машин необхідно враховувати загальні закономірності розвитку техніки, технологічних і виробничих процесів та відслідковувати тенденції розвитку кращих зарубіжних аналогів. Характерною особливістю розвитку будь-яких механізованих технологічних процесів і техніки є діалектична закономірність вичерпання з певним часом можливостей попередньо розроблених відповідних машин, формування критичної ситуації з пошуком нової парадигми і своєчасне науково-конструкторське

забезпечення розробки все більш досконалих технологій і машин».

Список літератури

1. *Василенко П. М.* До сторіччя факультету механізації конструкторської та машиновипробувальної справи в Україні. Техніка АПК. 1998. Спецвипуск (жовтень). С. 6–7.
2. *Погорілий Л. В.* Випробування – передовий край створення і впровадження нової сільськогосподарської техніки. Техніка АПК, 1998. Спецвипуск (жовтень). С. 8–9.
3. *Погорілий Л. В.* Сучасні проблеми землеробської механіки і машинознавства при створенні сільськогосподарської техніки нового покоління. Техніка АПК. 2003. №11. С. 3–6.
4. *Академік П. М. Василенко – Яскравий погляд у майбутнє.* Київ. Хай-Тек Прес. 2012. 510 с.
5. *Академіки Української академії аграрних наук.* Василенко Петро Мефодійович. Бібліографічний покажчик наукових праць за 1933-1999 роки. Київ. Аграрна наука. 2000. 128 с.
6. *Член-кореспонденти Української академії аграрних наук.* Войтюк Дмитро Григорович. Київ. Аграрна наука. Ніжин. ПП Лисенко М.М. 2009. 183 с.
7. *Василенко П. М., Погорель Л. В., Войтюк Д. Г.* Машиноведение, земледельческая механика и техника в 20-м веке. Науковий вісник Національного аграрного університету. Київ. 1997. Вип. 9. С. 9–26.
8. *Василенко П. М., Войтюк Д. Г.* До історії розвитку землеробської механіки на Україні Науковий вісник Національного аграрного університету. Київ. 1997. Вип. 9. С. 3–8.
9. *Войтюк Д. Г., Аніскевич Л. В., Теслюк В. В.* Наукові досягнення та дослідно-конструкторські розробки кафедри сільськогосподарських машин та системо техніки імені академіка П. М. Василенка. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2013. Вип. 185. Ч. 3. С. 35–41.

References

1. *Vasilenko, P. M.* (1998). Centenary of the faculty of mechanization and machine design business in Ukraine. Technique APK. Special issue (October). 6-7.
2. *Pogorely, L. V.* (1998). Tests – leading edge creation and introduction of new agricultural technology. Technique of agriculture. Special issue (October). 8-9.
3. *Pogorely, L. V.* (2003). Modern problems of agricultural mechanics and engineering in the creation of agricultural equipment of new generation. Technique APK. No 11. 3-6.
4. *Academician P. M. Vasilenko – Bright view of the future.* (2012). Kiev. Hi-Tech Press. 510.
5. *Academicians of the Ukrainian Academy of Agrarian Sciences.* (2000). Vasilenko V. P. Bibliographic

index of scientific publications over the years 1933-1999. Kiev. Agricultural science. 128.

6. *Corresponding members of Ukrainian Academy of Agrarian Sciences.* (2009). Voitiuk Dmitriy. Kiev. Agricultural science. Nizhyn. Lysenko M. 183.

7. *Vasilenko, P. M., Pogorely, L. V., Voytyuk, D. G.* (1997). Engineering science, agricultural mechanics and technology in the 20th century. Scientific Bulletin of National Agrarian University. Kiev. Vol. 9. 9-26.

8. *Vasilenko, P. M., Voytyuk, D. G.* (1997). History of development of agricultural mechanics in Ukraine Scientific Bulletin of National agrarian University. Kiev. Vol. 9. 3-8.

9. *Voytyuk, D. G., Aniskevich, L. V., Teslyuk, V. V.* (2013). Scientific achievements and development of the Department of agricultural machinery and system engineering named academician P. M. Vasilenko. Scientific Bulletin of National University of life and environmental Sciences of Ukraine. Series: electronics and energetics, agriculture. Kiev. Vol. 185. Part 3. 35-41.

АКАДЕМИК П. М. ВАСИЛЕНКО И ДЕЯТЕЛЬНОСТЬ КАФЕДРЫ НЕОТДЕЛИМЫ ОТ СЛАВНОЙ ИСТОРИИ УНИВЕРСИТЕТА

Д. Г. Войтюк, Ю. О. Гуменюк

Аннотация. В статье отражена деятельность кафедры сельскохозяйственных машин и системотехники им. акад. П.М Василенко в течение 120-летнего периода работы. Указанная роль заведующих в организационной, учебно-воспитательной и научные работе кафедры. Представлены основные научные достижения сотрудников кафедры. Приведены основные этапы жизни, научной и педагогической деятельности Петра Мефодиевича Василенко - выдающегося ученого в области земледельческой механики, педагога, академика ВАСХНИЛ, академика Украинской академии аграрных наук, член-корреспондента Национальной наук Украины, доктор технических наук.

Ключевые слова: кафедра, история, инновации, точное земледелие, машиноведение, техника, технологии, академик, ученый.

ACADEMICIAN P. M. VASILENKO AND ACTIVITY OF DEPARTMENT IS INSEPARABLE FROM GLORIOUS HISTORY OF UNIVERSITY

Voytyuk D. G., Gumenyuk Yu. O.

Abstract. The article describes the activity of the Department of Agricultural Machinery and Systems Engineering after acad. P. M. Vasilenko during the 120-year period of work. The role of head of Department in the organizational, educational, and scientific work of the Department is mentioned. The main scientific achievements of the Department staff are presented. Shows the main stages of life, scientific and pedagogical activity of Peter Mefodieovich Vasilenko - outstanding scientist in the field of agricultural mechanics, pedagogue, academician of the All-Union Academy of Agricultural Sciences, academician of the Ukrainian Academy of Agrarian Sciences, Corresponding

Member of the National Science of Ukraine, Doctor of Engineering Sciences.

Key words: department, history, innovations, precision farming, mechanical science, engineering, technology, academic, scientist.

УДК 631.3:62-231.3

СИНХРОННІ ТА НЕСИНХРОННІ РІЗЬБОВІ З'ЄДНАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

Я. М. Михайлович¹, А. М. Рубець²

¹Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

²Білоцерківський національний аграрний університет, Україна.

Кореспонденція авторів: yaroslav_m@ukr.net, a-rubets@ukr.net.

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

Бібл. 9, рис. 8, табл. 1.

Анотація. Виокремлено два типи з'єднань за характером вібрації на опорних поверхнях головки болта та гайки. Отримано залежності зміни окремих кінематичних параметрів синхронних та несинхронних різьбових з'єднань сільськогосподарської техніки.

Ключові слова: різьбове з'єднання, вібрація, кінематика, сільськогосподарська техніка.

Постановка проблеми

Розповсюдженість різьбових з'єднань на сучасній сільгосптехніці виокремлює питання забезпечення їх працездатності та справності на високий рівень поряд з надійністю робочих органів машин [1]. Аналіз вібраційного навантаження різних різьбових з'єднань дозволив розділити їх на 2 групи за характером вібрації на опорних поверхнях головки болта та гайки. Науковий та технічний інтерес складає виокремлення характерних властивостей їх руху під впливом вібрації.

Аналіз останніх досліджень

На теперішній час відомо багато досліджень, спрямованих на підвищення наробітку різьбового з'єднання до їх послаблення в умовах вібрації [2, 3], в яких в тій чи іншій мірі використовуються сучасні підходи до контактної взаємодії деталей.

Енергетичний аспект коливань різьбового з'єднання, з точки зору причин послаблення, вивчався авторами Zhen Zhang, Menglong Liu, Zhongqing Su, Yi Xiao [4]. В роботі розглядаються два підходи до визначення послаблення різьбового з'єднання: 1-розсіювання енергії хвиль (підхід заснований на лінійному акустичному методі); 2-віброакустична модуляція (підхід заснований на нелінійному методі).

Для детального аналізу, планування операцій технічного обслуговування тощо, різьбові з'єднання поділяють на декілька груп, основними з яких можна вважати:

- за призначенням;
- за способом забезпечення необхідного наробітку до послаблення;

- за навантаженням (та його характером);
- за геометричними параметрами.

Мета досліджень

Теоретичні дослідження і аналіз вібраційного навантаження спонукає виокремити нову групу з'єднань за характером вібрації на опорних поверхнях головки болта та гайки. Літературний огляд показав, що в наявних дослідженнях дане питання висвітлене не в повній мірі, що спонукає до проведення дослідження характеристик різьбових з'єднань указаних груп.

Результати досліджень

Об'єктом дослідження є вібрація різьбового з'єднання сільськогосподарської техніки. До обробки в дослідженні брались реальні записи вібрації різьбового з'єднання зернозбирального комбайна. Результати досліджень отримано з використанням методів теоретичної механіки, математичного аналізу та статистичної обробки.

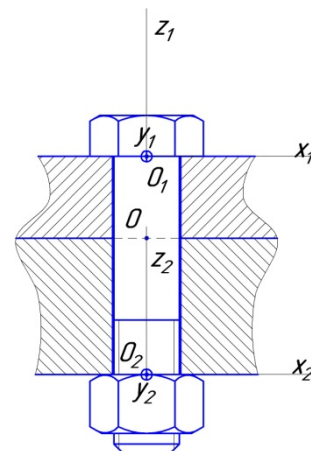


Рис. 1. Ескіз різьбового з'єднання (осі O_1Y_1 та O_2Y_2 направлені в бік спостерігача).

Вібрація в трьох взаємно-перпендикулярних напрямках є результатом дії рухомих мас робочих

органів, технологічного матеріалу та впливу явища дисипації. Вібрація, що вивчалась в цьому дослідженні, є вимушеною, виміряна на ustalених режимах роботи машини і існує як результат балансу енергії, що надходить до коливальної системи та енергії, що затрачується на тертя.

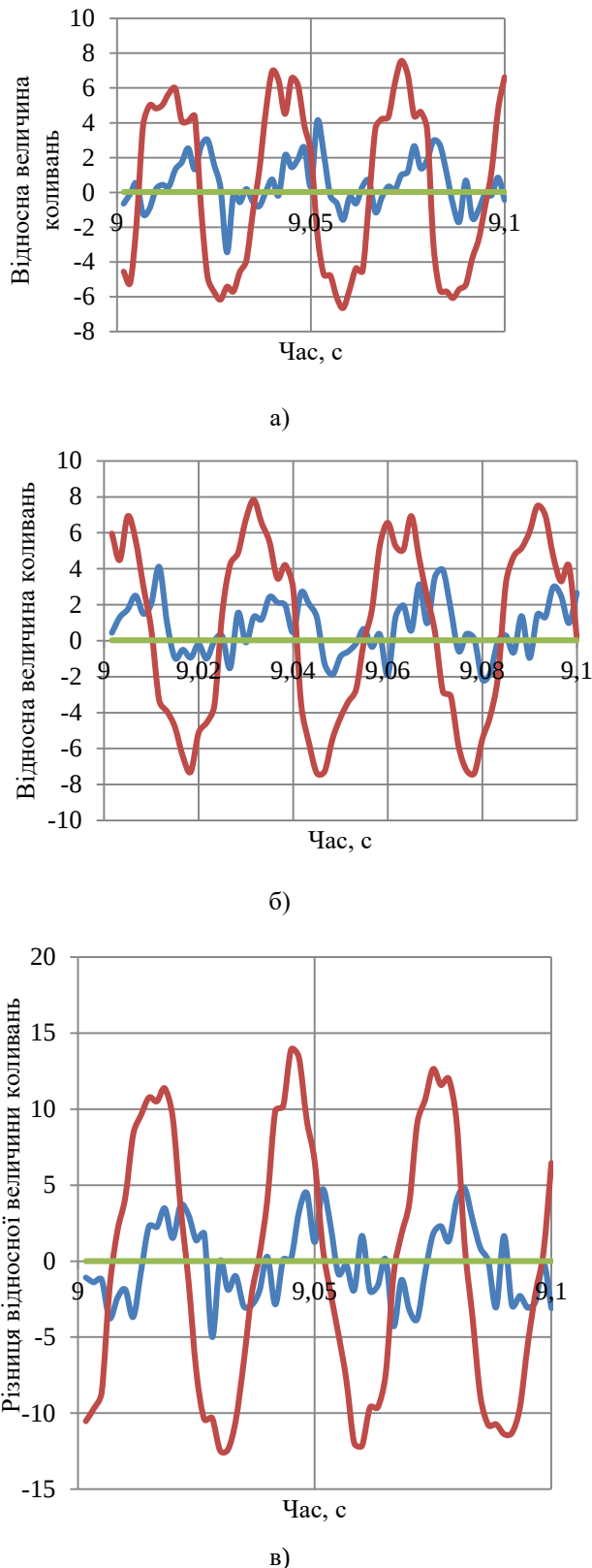


Рис. 2. Коливання опорної поверхні гайки O₁ (а), головки болта O₂ (б) та різниця переміщень напрямків X₁ – X₂; Y₁ – Y₂; Z₁ – Z₂ несинхронного з'єднання.

Примітка. Оскільки ці та подальші графіки використовуються для загального опису синхронних та не синхронних з'єднань позначати на рисунку належність кривих певним осям втрачає актуальність.

В частинному випадку вібрація з'єднуваних деталей у відповідних напрямках має різні параметри до моменту надання необхідного зусилля їх притискання. Після монтажу з'єднання не значні коливання поглинаються, а залишаються коливання робочі, вплив яких на різьбове з'єднання є визначальним. Вібрація різьбового з'єднання є результатом складання коливань, що виникають в деталях і механізмах та надходять до цього з'єднання. Аналіз заміряної вібрації болтового з'єднання на зернозбиральних комбайнах (рис. 1) дозволяє задати її аналітичний вираз [5]:

$$\begin{cases} x_1 = a_{1.1} \cos(\omega_{1.1}t + \varphi_{1.1}) \\ y_1 = a_{1.2} \cos(\omega_{1.2}t + \varphi_{1.2}) \\ z_1 a_{1.3} \cos(\omega_{1.3}t + \varphi_{1.3}) \\ x_2 = a_{2.1} \cos(\omega_{2.1}t + \varphi_{2.1}) \\ y_2 = a_{2.2} \cos(\omega_{2.2}t + \varphi_{2.2}) \\ z_2 = a_{2.3} \cos(\omega_{2.3}t + \varphi_{2.3}) \end{cases} \quad (1)$$

В дослідженні [6] введено поняття синхронне та несинхронне з'єднання. Виокремимо частинні випадки для вібрації з'єднань (табл. 1).

У випадку, коли в одному з напрямків вібрація відсутня:

$$\begin{aligned} z_1 &= 0 \text{ та } z_2 = 0 \\ y_1 &= 0 \text{ та } y_2 = 0 \\ x_1 &= 0 \text{ та } x_2 = 0, \end{aligned}$$

маємо плоский рух на опорній поверхні головки болта та гайки. Можливий випадок комбінації, наприклад, нульове значення в напрямку осі 0 – Y та несинхронне в обох інших напрямках 0 – Z та 0 – X (рис. 2).

Дослідження кінематичних параметрів різьбових з'єднань актуально як наукової, так і з практичної точки зору [7, 8, 9]. Зокрема, актуальним є вивчення частинних випадків для використання їх з прикладною метою. Для синхронного з'єднання точки O₁ та O₂ виконуватимуть плоский рух, проте це явище характерне більше для стаціонарних машин на масивному фундаменті та достатньо збалансованими рухомими масами.

У випадку не нульової різниці коливань у повздовжньому напрямку це буде діагностичним ознакою перевантаження різьбового стрижня в осьовому напрямку. У багатьох випадках різьбових з'єднань сільгосптехніки у даному напрямку спостерігається недовантаження з'єднань. У випадку нульової різниці коливань у повздовжньому напрямку коливання відбуватимуться лише у площинах XY у вигляді складних фігур Ліссажу (рис. 4). Дана залежність має складну форму від амплітуд, частот та початкових фаз коливання. За графіком можна визначити відношення частот коливань по осях OX та OY; для точки O₁:

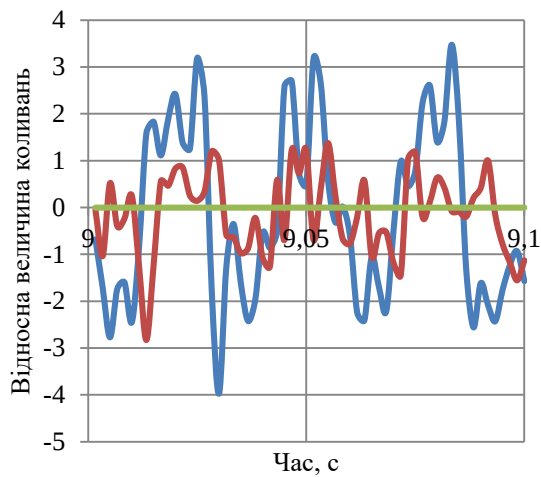
$$\frac{\omega_{x1}}{\omega_{y1}} = \frac{6}{20} = \frac{1}{3,33}$$

для точки O₂

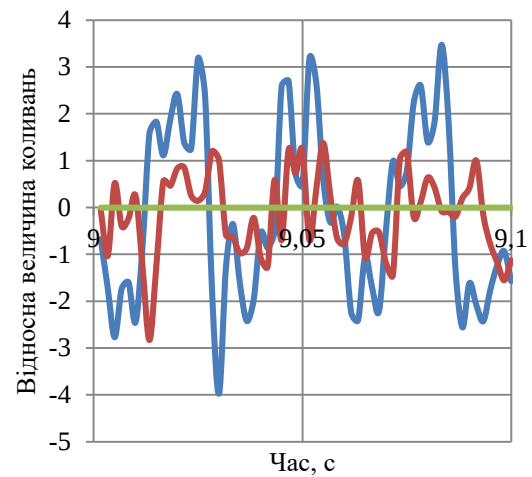
$$\frac{\omega_{x2}}{\omega_{y2}} = \frac{8}{20} = \frac{1}{2,50}$$

Таблиця 1. Характеристика з'єднань.

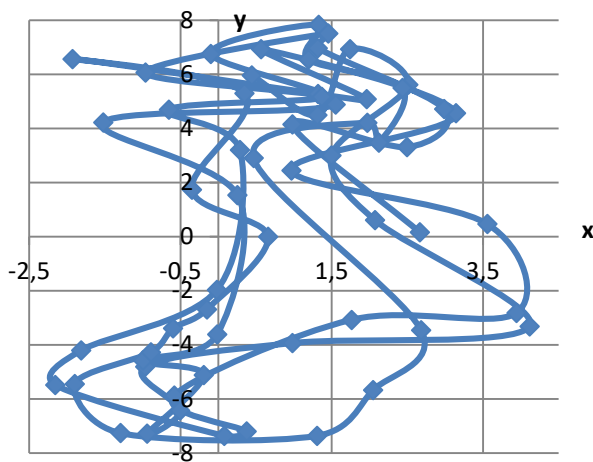
Тип з'єднання	Параметри вібрації
Синхронне	$x_1 - x_2 = 0; y_1 - y_2 = 0; z_1 - z_2 = 0$
Несинхронне	$x_1 - x_2 \neq 0; y_1 - y_2 \neq 0; z_1 - z_2 \neq 0$
Частково синхронне	$x_1 - x_2 = 0; y_1 - y_2 = 0; z_1 - z_2 \neq 0$
	$x_1 - x_2 = 0; y_1 - y_2 \neq 0; z_1 - z_2 \neq 0$
	$x_1 - x_2 \neq 0; y_1 - y_2 = 0; z_1 - z_2 = 0$
	$x_1 - x_2 \neq 0; y_1 - y_2 = 0; z_1 - z_2 \neq 0$
	$x_1 - x_2 \neq 0; y_1 - y_2 \neq 0; z_1 - z_2 = 0$
	$x_1 - x_2 = 0; y_1 - y_2 \neq 0; z_1 - z_2 = 0$



а)



б)

 Рис. 3. Коливання опорної поверхні гайки O_1 (а), головки болта O_2 (б) синхронного з'єднання.


а)



б)

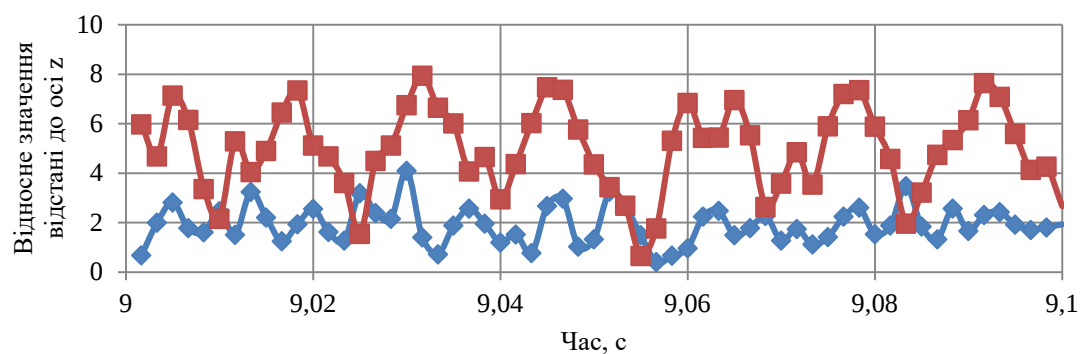
 Рис. 4. Графік руху точки O_1 (а) та O_2 (б) в площині координатних осей XY.


Рис. 5. Графік залежності зміни відстані до положення рівноваги для несинхронного з'єднання з нульовим значенням коливань в напрямку OZ.

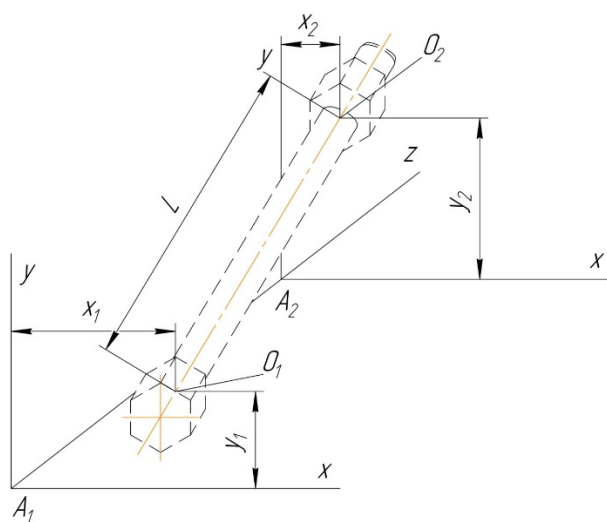


Рис. 6. Схема для визначення кутів між віссю болта і площинами YY та XX.

Для даного фрагменту, що взятий за приклад, кругові частоти по осі OY точки O₁ та O₂ дорівнюють одна одній:

$$\omega_{y1} = \omega_{y2}$$

Для несинхронного з'єднання характерне не нульове значення кута повороту осьової лінії різьбового стрижня відносно положення рівноваги.

Величину кутів можна визначити, використовуючи рис. 6 наступною залежністю [6]:

$$\varphi_x = \arctg\left(\frac{x_1 - x_2}{L}\right)$$

$$\varphi_y = \arctg\left(\frac{y_1 - y_2}{L}\right)$$

де L – сумарна товщина з'єднаних деталей, м.

Із залежності (1) зрозуміло, що на кут повороту осі різьбового стрижня чинять вплив амплітуди, частоти та початкові фази, а також сумарні товщини з'єднаних деталей L .

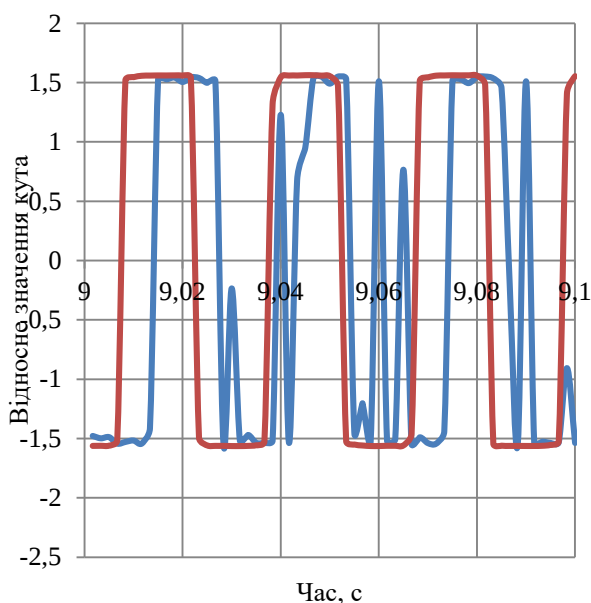


Рис. 7. Залежність зміни відносного значення кута повороту осьової лінії різьбового стрижня відносно осей XX та YY від часу для несинхронного з'єднання.

Кутові переміщення не синхронного з'єднання мають стрімкі піки та сталі значення на певному значенні кута (рис. 7).

Кутова швидкість осьової лінії різьбового з'єднання відносно осі OZ виявило так званий крен у бік домінуючого кута і коливання його значення біля положення рівноваги близько 0,003 рад/с. Даний крен обумовлений робочими вібраційними навантаженнями на різьбове з'єднання і пружно-дисипативними характеристиками контакту з'єднуючих та з'єднуваних деталей (рис. 8).

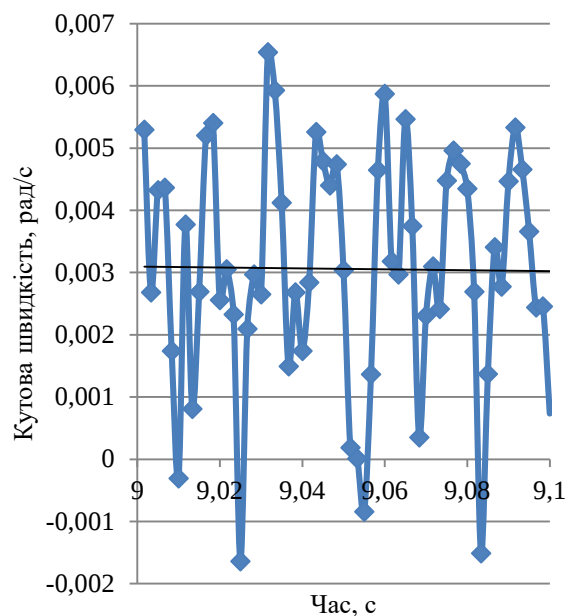


Рис. 8. Графік залежності зміни кута повороту осі різьбового стрижня відносно осі положення статичної рівноваги від часу (лінія тренду показана тонкою спадаючою лінією).

Висновки

1. Завдяки аналізу вібрації опорної поверхні головки болта і гайки розкрито характерні ознаки синхронного та несинхронного з'єднання.
2. Числовий аналіз вібрації різьбового з'єднання сільськогосподарської техніки дозволяє судити про навантаженість різьбового з'єднання поперечною вимушеною силою та кутовими відносними коливаннями опорних поверхонь головки болта і гайки.
3. Дослідження актуальні для використання у симулятивному моделюванні даного процесу з метою прогнозування наробітку різьбового з'єднання та планування профілактичних дій.

Список літератури

1. Рубець А. М. Обґрунтування періодичності технічного обслуговування різьбових з'єднань зернозбиральних комбайнів. Автореферат дис. канд. тех. наук. Київ. 2009. 20 с.

2. *Ying Hu, Le Shen, Shidong Nie, Bo Yang, Wei Sha.* FE simulation and experimental tests of high-strength structural bolts under tension. *Journal of Constructional Steel Research.* 2016. 126. P. 174–186

3. *Bo Yang, Kang Hai Tan.* Experimental tests of different types of bolted steel beam-column joints under a central-column-removal scenario. *Engineering Structures.* 2013. 54. P. 112–130

4. *Zhen Zhang, Menglong Liu, Zhongqing Su, Yi Xiao.* 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.* 2016. 383. P. 156–170.

5. *Михайлович Я. М., Рубець А. М.* Підвищення наробітку різьбових з'єднань сільськогосподарської техніки до послаблення. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2012. Вип. 170. Ч. 2. С. 178–185.

6. *Михайлович Я. М., Рубець А. М.* Аналіз кінематичних параметрів болтового з'єднання сільгосптехніки. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2018. Вип. 286. С. 288–300.

7. *Рубець А. М.* Робота болтового з'єднання сільськогосподарської техніки в умовах 3-D вібрації. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. Дослідницьке. 2013. Вип. 17(31). Книга 1. С. 252–260.

8. *Михайлович Я. М., Рубець А. М.* Кінематичний аспект забезпечення працездатності різьбового з'єднання сільськогосподарської техніки. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2015. Вип. 226. С. 65–73.

9. *Рубець А. М.* Рух точок нейтральної лінії різьбового стрижня шпилькового з'єднання сільськогосподарської техніки під впливом поперечної вібрації. Техніка і технології АПК. 2014. № 2. С. 19–21.

5. *Myhaylovich, Ya. M., Rubets, A. M.* (2012). Increase the achievements of threaded connections agricultural machinery to weaken. *Scientific Bulletin of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: electronics and energetics, agriculture.* Kiev. Vol. 170. Part 2. 178-185.

6. *Myhaylovich, Ya. M., Rubets, A. M.* (2018). Analysis of kinematic parameters of bolted connection of agricultural machinery. *Scientific Bulletin of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: electronics and energetics, agriculture.* Kiev. 2018. Vol. 286. 288-300.

7. *Rubets, A. M.* (2013). Work bolting of agricultural machinery in the conditions of the 3-D vibration. *Technical and technological aspects of the development and testing of new equipment and technologies for agriculture of Ukraine. Research.* Vol. 17(31). Book 1. 252-260.

8. *Myhaylovich, Ya. M., Rubets, A. M.* (2015). Kinematic aspect of ensuring the health of the threaded connection of agricultural machinery. *Scientific Bulletin of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: electronics and energetics, agriculture.* Kiev. Vol. 226. 65-73.

9. *Rubets, A. M.* (2014). Movement of the points of the neutral line of the threaded rod connection of agricultural machinery under the influence of transverse vibration. *Equipment and technologies of agroindustrial complex.* No 2. 19-21.

СИНХРОННЫЕ И НЕСИНХРОННЫЕ РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

Я. Н. Михайлович, А. Н. Рубец

Аннотация. Выделены два типа соединений по характеру вибрации на опорных поверхностях головки болта и гайки. Получены зависимости изменения отдельных кинематических параметров синхронных и несинхронных резьбовых соединений сельскохозяйственной техники.

Ключевые слова: резьбовое соединение, сельскохозяйственная техника, кинематика.

References

1. *Rubets, A. M.* (2009). Rationale for the frequency of maintenance of threaded connections combine harvesters. The author's abstract dis. cand. tech. sc. Kiev. 20.

2. *Ying Hu, Le Shen, Shidong Nie, Bo Yang, Wei Sha.* (2016). FE simulation and experimental tests of high-strength structural bolts under tension. *Journal of Constructional Steel Research.* 126. 174-186.

3. *Bo Yang, Kang Hai Tan.* (2013). Experimental tests of different types of bolted steel beam-column joints under a central-column-removal scenario. *Engineering Structures.* 54. 112-130.

4. *Zhen Zhang, Menglong Liu, Zhongqing Su, Yi Xiao.* (2016). 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.

SYNCHRONOUS AND NON-SYNCHRONOUS THREADED JOINTS OF AGRICULTURAL MACHINERY

Mykhaylovych Ya. M., Rubets A. M.

Abstract. Two types of connections are distinguished by the nature of the vibration on the base surfaces of the head of the bolt and the nuts. Dependences of changes of some kinematic parameters of synchronous and non-synchronous threaded fasteners of agricultural machinery have been calculated.

Key words: threaded fasteners, vibration, kinematics, agricultural machinery.

УДК 631.83.004

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

В. В. Козирський¹, І. П. Ткачук², С. М. Волошин¹, І. І. Слушний³

¹Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

²Науково-дослідний центр «Інноваційні технології», компанія «МЕГА СІБ груп», Україна.

³Регіональна філія «Південно-Західна залізниця» ПАТ «Укрзалізниця», Україна.

Кореспонденція авторів: kozyskyivv@gmail.com, megacibgroup@gmail.com.

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

Бібл. 1, рис. 6, табл. 0.

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

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

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

Постановка проблеми

Традиційні етапи ймовірнісного аналізу випадкових подій у технічних системах передбачають знання вихідних величин у вигляді статистичної інформації.

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

Тому ймовірнісний аналіз пропонується здійснювати на основі таких положень:

- базуючись на численних результатах статистичного аналізу випадкових факторів, які будуть фігурувати у подальшому в математичних моделях, приймається ствердження, що розподіл ймовірності випадкових факторів визначається законом Гауса (нормальний закон розподілу);

- область можливих значень випадкових факторів задається інтервалами (наприклад, за методом експертних оцінок спеціалістів);

- ймовірнісна оцінка інтервалів функції випадкових факторів за прийнятих умов неповноти вихідної інформації визначається за нерівністю Чебишева;

- проводиться аналіз чутливості ймовірнісного значення функції при різних законах розподілу ймовірності випадкових факторів (з метою порівняння).

Аналіз останніх досліджень

Обґрунтування термінів ремонтних робіт та прогнозування строків служби контактів розбірного типу передбачає наступні узагальнені умови: граничні значення відносної величини перехідного опору для проведення ремонтних робіт контактів приймається $R_{\text{пер}}^* = 2$, строку служби контактів – $R_{\text{пер}}^* = 3$ [1]; врахування впливу на ймовірнісну величину термінів всіх факторів, що носять випадковий характер.

Результати досліджень

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

Після відповідних її перетворень відносно часу t , отримаємо:

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

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

$$\theta \in (\alpha_1; \beta_1); t_m \in (\alpha_2; \beta_2); \theta_0 \in (\alpha_3; \beta_3); \\ S_{\text{мш}} \in (\alpha_4; \beta_4); H_{\text{окд}} \in (\alpha_5; \beta_5).$$

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

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

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

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

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

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

При рівномірному розподілі щільності ймовірності випадкових величин:

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

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

Математичне сподівання часу t :

$$Mt = \int_{\alpha_1}^{\beta_1} \int_{\alpha_2}^{\beta_2} \int_{\alpha_3}^{\beta_3} \int_{\alpha_4}^{\beta_4} \int_{\alpha_5}^{\beta_5} t(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5) p(x_1) p(x_2) p(x_3) p(x_4) p(x_5) dx_1 \dots dx_5 = \quad (5)$$

$$= \int_{\alpha_1}^{\beta_1} \int_{\alpha_2}^{\beta_2} \int_{\alpha_3}^{\beta_3} \int_{\alpha_4}^{\beta_4} \int_{\alpha_5}^{\beta_5} \frac{9,006 \cdot 10^{-6} \cdot N^2 (R_{\text{пер}} - 1)^2 \left[1 - \left(\frac{x_3}{640} \right)^{0,666} \right]^2}{D \cdot R_{\text{пер}}^2 \left[\exp \left(\frac{-U}{K \cdot x_1} \right) \right]^3 \cdot x_2^2 \cdot x_4^2 \cdot x_5^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{x_1}{640} \right)^{0,666} \right]^2} \times$$

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

$$Mt^2 = \int_{\alpha_1}^{\beta_1} \int_{\alpha_2}^{\beta_2} \int_{\alpha_3}^{\beta_3} \int_{\alpha_4}^{\beta_4} \int_{\alpha_5}^{\beta_5} t^2(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5) p(x_1) p(x_2) p(x_3) p(x_4) p(x_5) dx_1 \dots dx_5 =$$

$$\int_{\alpha_1}^{\beta_1} \int_{\alpha_2}^{\beta_2} \int_{\alpha_3}^{\beta_3} \int_{\alpha_4}^{\beta_4} \int_{\alpha_5}^{\beta_5} \frac{9,006^2 \cdot 10^{-12} \cdot N^4 (R_{\text{пер}} - 1)^4 \left[1 - \left(\frac{x_3}{640} \right)^{0,666} \right]^4}{D^2 \cdot R_{\text{пер}}^4 \left[\exp \left(\frac{-U}{K \cdot x_1} \right) \right]^6 \cdot x_2^4 \cdot x_4^4 \cdot x_5^4 \cdot \left[1 - \left(\frac{x_1}{640} \right)^{0,666} \right]^4} \times \quad (6)$$

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

Середнє квадратичне відхилення часу обчислюється за виразом:

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

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

Для умови:

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

інтервал часу (ймовірності $P \geq 0,95$) буде визначатись:

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

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

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

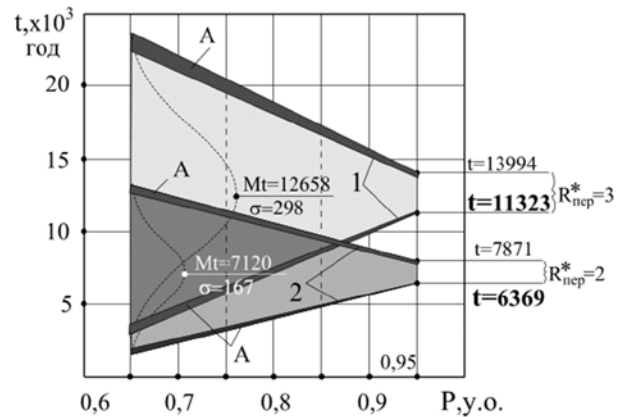


Рис. 1. Залежність інтервалу часу t від величини ймовірності для: 1 – $R_{\text{пер}}^* = 2$, 2 – $R_{\text{пер}}^* = 3$.

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

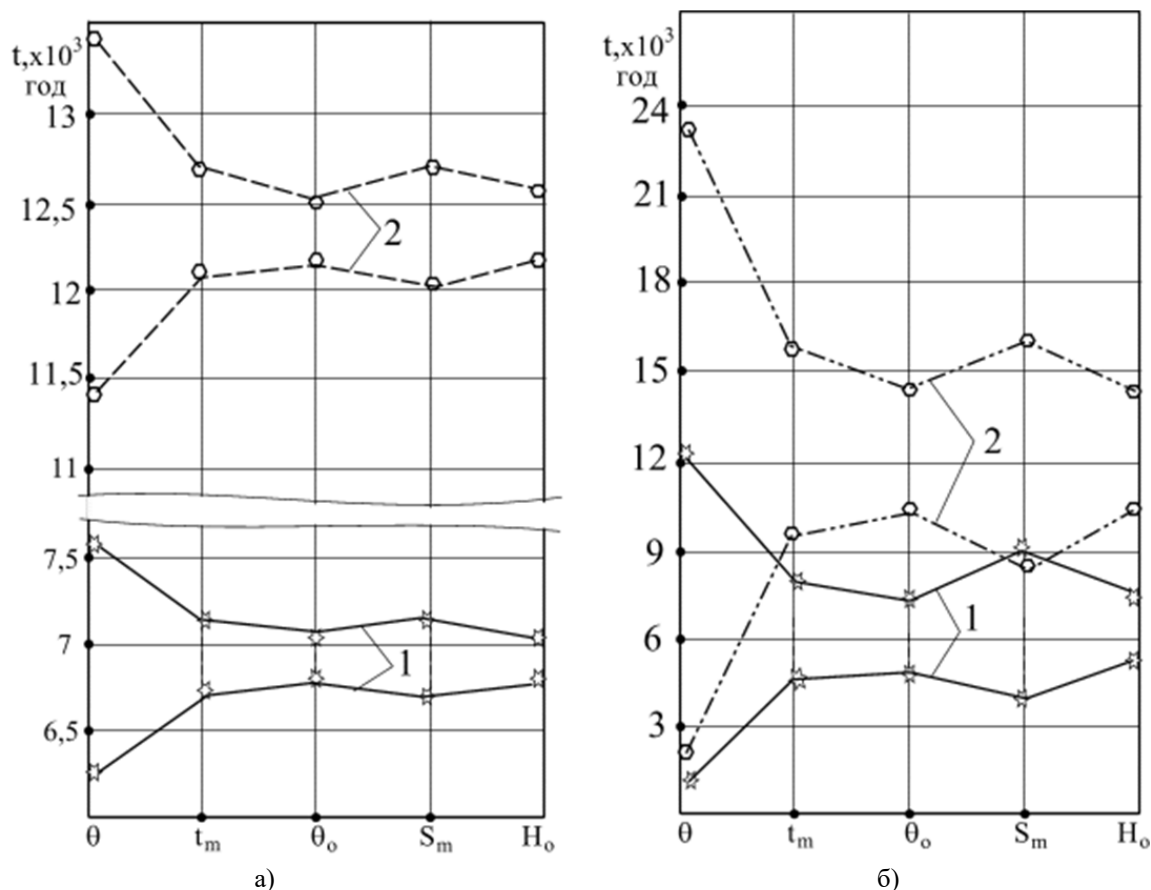


Рис. 2. Вплив інтервалу невизначеності вихідних чинників на ймовірнісну величину інтервалу часу: а – нормальний закон розподілу щільності випадкової величини; б – рівномірний закон розподілу щільності випадкової величини; 1 – $R_{\text{пер}}^* = 2$, 2 – $R_{\text{пер}}^* = 3$.

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

$R_{\text{пер}}^* = 2$	Вихідні фактори	$R_{\text{пер}}^* = 3$
1 6369 ≤ t ≤ 7871	x ₁ ...x ₅ – нормально розподілені величини	11323 ≤ t ≤ 13994
2 3872 ≤ t ≤ 10188	x ₁ – нормально розподілена величина x ₂ ...x ₅ – рівномірно розподілені	6883 ≤ t ≤ 18111
3 1150 ≤ t ≤ 16299	x ₂ ...x ₄ – нормально розподілені x ₁ , x ₅ – рівномірно розподілені	563 ≤ t ≤ 28977
4 6404 ≤ t ≤ 7532	x ₁ – нормально розподілена величина x ₂ ...x ₅ – детерміновані	11383 ≤ t ≤ 13391
5 6816 ≤ t ≤ 7112	x ₂ – нормально розподілена величина x ₁ , x ₃ ...x ₅ – детерміновані	12117 ≤ t ≤ 12644
6 6866 ≤ t ≤ 7062	x ₃ – нормально розподілена величина x ₁ , x ₂ , x ₄ , x ₅ – детерміновані	12207 ≤ t ≤ 12554
7 6788 ≤ t ≤ 7140	x ₄ – нормально розподілена величина x ₁ , x ₂ , x ₃ , x ₅ – детерміновані	12067 ≤ t ≤ 12694
8 6877 ≤ t ≤ 7051	x ₅ – нормально розподілена величина x ₁ , x ₂ , x ₃ , x ₄ – детерміновані	12225 ≤ t ≤ 12536
9 1405 ≤ t ≤ 13209	x ₁ – рівномірно розподілена величина x ₂ ...x ₅ – детерміновані	2656 ≤ t ≤ 23811
10 5261 ≤ t ≤ 8698	x ₂ – рівномірно розподілена величина x ₁ , x ₃ ...x ₅ – детерміновані	9354 ≤ t ≤ 15463
11 5830 ≤ t ≤ 8134	x ₃ – рівномірно розподілена величина x ₁ , x ₂ , x ₄ , x ₅ – детерміновані	10364 ≤ t ≤ 14460
12 4941 ≤ t ≤ 9032	x ₄ – рівномірно розподілена величина x ₁ , x ₂ , x ₃ , x ₅ – детерміновані	8784 ≤ t ≤ 16056
13 5960 ≤ t ≤ 7979	x ₅ – рівномірно розподілена величина x ₁ , x ₂ , x ₃ , x ₄ – детерміновані	10596 ≤ t ≤ 14185

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

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

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

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

Висновки

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

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

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

Список літератури

1. Дзекцер Н. Н., Висленев Ю. С. Многоамперные контактные соединения. Ленинград. Энергоатомиздат. Ленинградское отделение. 1987. 128 с.

References

1. Dzektser, N. N., Whilenew, Yu. S. (1987). Lot of ampers contact connections. Leningrad. Energoatomizdat. 128.

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

В. В. Козырский, И. П. Ткачук, С. М. Волошин, И. И. Слушный

Аннотация. Разборные контактные соединения являются наиболее многочисленными элементами электроустановок. Работоспособность контактов, их надежность в значительной степени зависит от режимов электрического тока и температуры, контактного давления и др. Изменение режимов и продолжительность эксплуатации приводят к росту переходного сопротивления контактов, температуры их нагрева и возможного теплового разрушения. Традиционными средствами для регулирования давления в контактах при изменении температурного режима является стальные тарельчатые пружины. Предварительным исследованием установлено, что эти средства только частично решают проблему регулирования контактного давления. Альтернативой традиционным средствам является инновационная разработка средств динамического управления давлением на основе использования функциональных сплавов с эффектом памяти формы.

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

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

DYNAMIC CONTROL BY CONTACT TISK IN POWERED ELECTRIC CONTACTS WITH USE SHAPE MEMORY ALLOYS

Kozyrskyi V. V., Tkachuk I. P., Voloshin S. M., Slushnyi I. I.

Abstract. Collapsible contact joints are the most numerous elements of electrical installations. The efficiency of the contacts, their reliability to a large extent

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

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

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

UDC 681.511.4:664.1

ENERGY EFFICIENT CONTROL OF COMPLEX BIOTECH OF OBJECTS

Lysenko V. P., Reshetyuk V. M., Nakonechna K. V.

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

Corresponding authors: automation_chair@nubip.edu.ua.

Article history: Received: May 2018. Received in the revised form: June 2018. Accepted: September 2018.
Bibl. 8, fig. 5, tabl. 1.

Abstract. Based on theories of random processes, games and the adoption of statistical solutions have been developed energy-efficient automation systems for a complex biotechnical object - a poultry house, where the use of intelligent algorithms is foreseen for the formation of management strategies. The application of such a system leads to a decrease of the energy component in the structure of the cost of products down to 13%.

The core of such a system is the knowledge base, the production rules of which allow to predict natural perturbations on the poultry house, and, using the payment matrix and the Hurwitz criterion, choose the best management strategy of the electrical engineering complex of the poultry, which maximizes the profit of production.

Key words: natural perturbation, automation, intellectual control system, payment matrix, Hurwitz criterion.

Introduction

Agricultural sector of Ukraine saturated complex biotechnological facilities where production technology requires significant energy costs.

Formulation of problem

These include poultry, greenhouse plants, enterprises producing mushroom products.

Since the conditions of use of traditional stabilization systems for automatic control of the production cost of poultry products power up to 20% for greenhouse complexes - 80%, and mushroom products - up to 50%.

It is clear that under the constant rise in the cost of energy media manufacturers interested in using energy efficient algorithms that enable a significant reduction in the fate of energy in the cost structure of production.

The solution to the abovementioned problem is possible by taking into account the results of prediction of natural disturbances and their compensation acting on the object.

Analysis of recent research results

For example poultry consider one of the embodiments of intelligent algorithms that are able to maximize profit, primarily by saving energy, using stochastic processes, games and statistical decisions. The structure of the system shown in Fig. 1.

Its characteristic feature is the presence of two levels of control:

- I-level – process, which is implemented for standard control criteria (eg, minimization linear Integrated Quality Score transition [4, 5]):

$$\int_0^{\infty} y dt \Rightarrow \min, \quad (1)$$

where: y – the output value of the regulated object; t – time.

Expression (1) minimizes power consumption for keeping the output value of control object at a given level of technology.

- II-level - production, for which is realized as profit maximization criterion:

$$P = I - C \Rightarrow \max, \quad (2)$$

where: P – profit of production; I – income through sales of production; C – production costs, including at the expense of energy costs to maintain the necessary technological parameters.

The basis of the above system structure that implements the specified criteria control object is its knowledge base, which is constantly interacting with the database, forms the criteria according to the expressions 1, 2.

As mentioned, the knowledge base is implemented on the basis of the theory of random processes, since the poultry houses are natural disturbances that vary randomly by law (eg temperature). Such natural disturbances succeeded classified according to their individual images (classes), as shown in Fig. 2 [6].

Purpose of research

The aim of our work is creating energy efficient systems automate complex biotechnological facilities operation which is carried out through the use of intelligent algorithms.

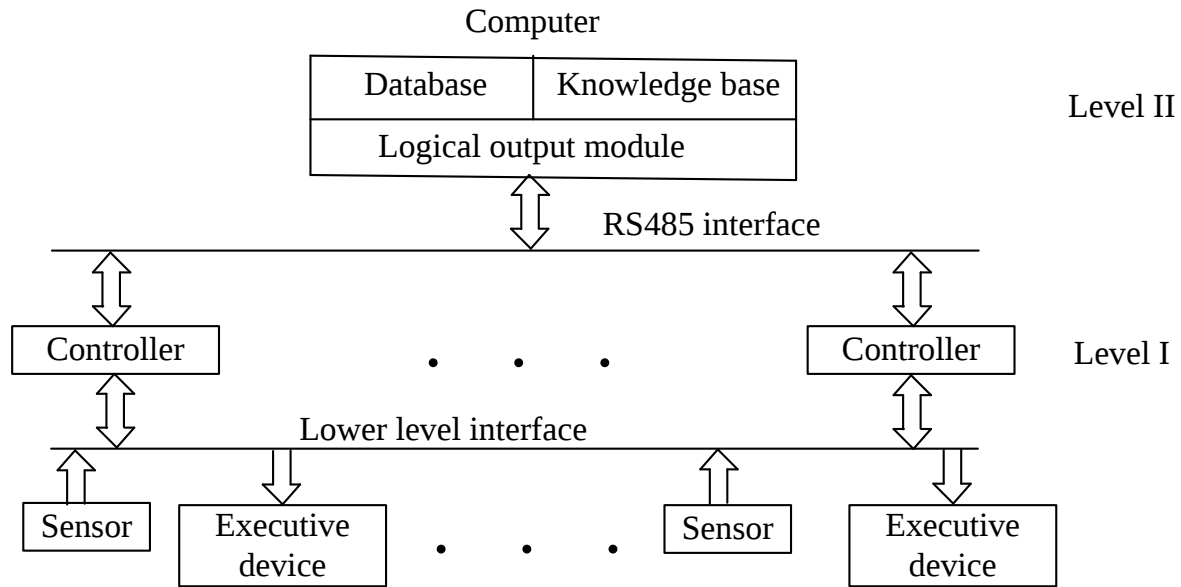


Fig. 1. Simplified diagram of energy saving system of production of poultry.

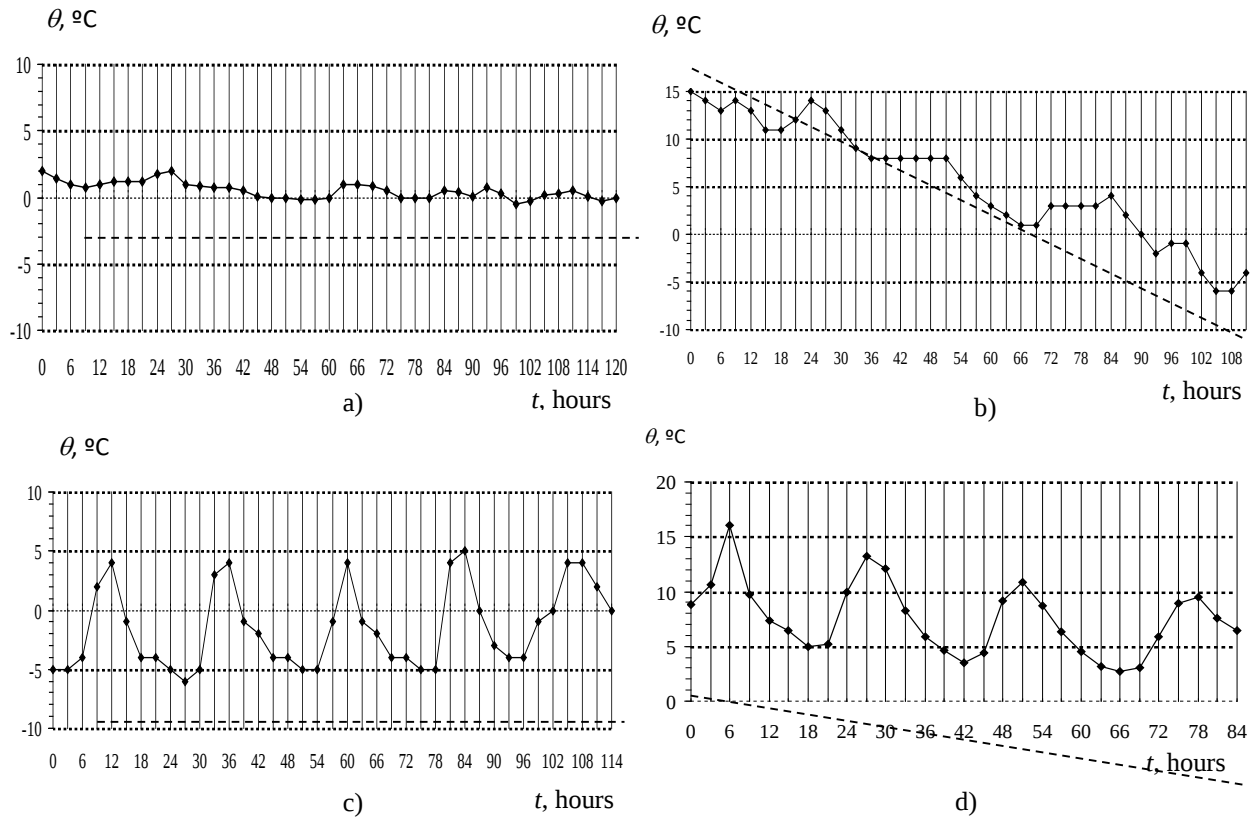


Fig. 2. Images (classes) of natural perturbations affecting poultry: a) - with stable mathematical expectations (class 1); b) - with variable mathematical expectations (class 2); c) - with a deterministic component with constant daily period and averaged amplitude of oscillations, constant mathematical expectations (class 3); d) - with variable mathematical expectations and periodic fluctuations (class 4).

Results of research

Mathematical models such images can be represented as:

$$\theta_i = u_i + W_i + S_i + \varepsilon_i, \quad (3)$$

where: ε_i – the random component is characterized by correlation functions of gray and pink noises $R(\tau) = D \cdot e^{-\alpha|\tau|}$ and $R(\tau) = D \cdot e^{-\alpha|\tau|} \cos(\beta\tau)$ in accordance; cyclic frequency of oscillations $\omega = \frac{2\pi}{T}$,

where the period of oscillation is always a day – 24 hours; u_i – trend; W_i – regular fluctuations; S_i – periodic fluctuations.

o predict natural disturbances developed methods of reproduction. For this purpose, used the method of forming the filters, which use stochastic Ito equation [7, 8]:

$$\frac{dX(t)}{dt} + \alpha X(t) = A \cdot V(t)$$

and

$$\begin{aligned} \frac{d^2 X(t)}{dt^2} + \beta \frac{dX(t)}{dt} + \gamma X(t) =, \\ = B \left[\frac{dV(t)}{dt} + \xi V(t) \right] \end{aligned} \quad (4)$$

where: $X(t)$ – stationary random process with zero mathematical expectation; $V(t)$ – white noise with single intensity; $\alpha, \beta, \gamma, \xi, A, B$ – steel coefficients, which are determined from the statistical characteristics of the classes of images.

Specified possible to determine the transfer function shaping filter:

$$W_\theta(s) = \frac{\sqrt{\frac{D\alpha}{\pi(\alpha^2 + \beta^2)}} \left(\frac{1}{\sqrt{\alpha^2 + \beta^2}} s + 1 \right)}{\frac{1}{\alpha^2 + \beta^2} s^2 + \frac{2\alpha}{\alpha^2 + \beta^2} s + 1}, \quad (5)$$

where: α, β, D – statistical characteristics of the corresponding class of natural perturbation.

Playing images of natural disturbances conducted using software environment MATLAB. Structural diagram of playback implementations temperature perturbation characteristics of stationary and quasi-stationary areas shown in Fig. 3, and sample playback changes in air temperature, which is the realization of a random process with regular oscillatory component – Fig. 4.

The system is based on the analysis of natural disturbances and the biological component states predicted natural perturbations and forms the basis for this management strategy, using game theory (nature) and statistical solutions.

The game describes the nature of the payment matrix is shown in Fig. 5.

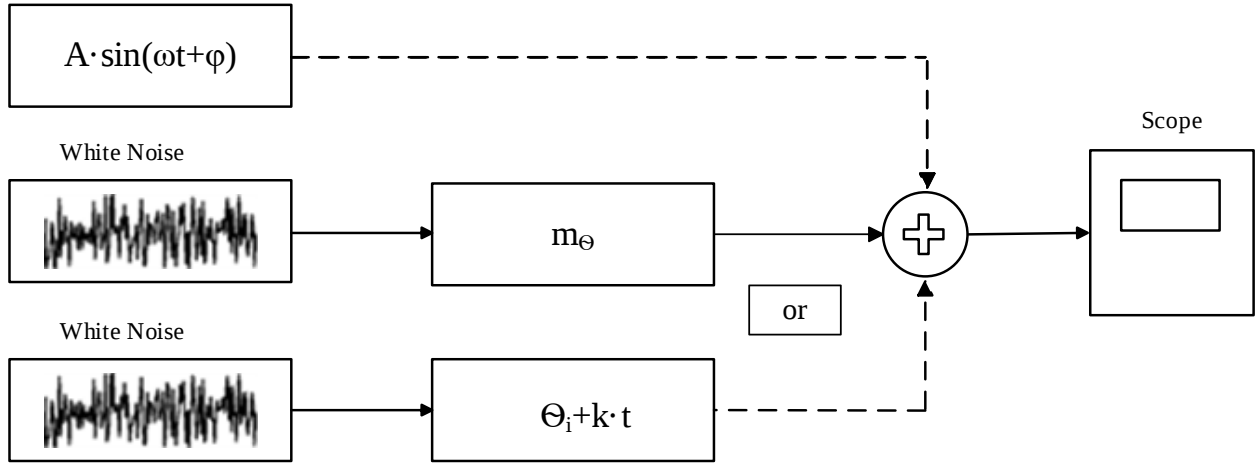


Fig. 3. Structural scheme for reproduction of possible realizations of natural temperature disturbances.

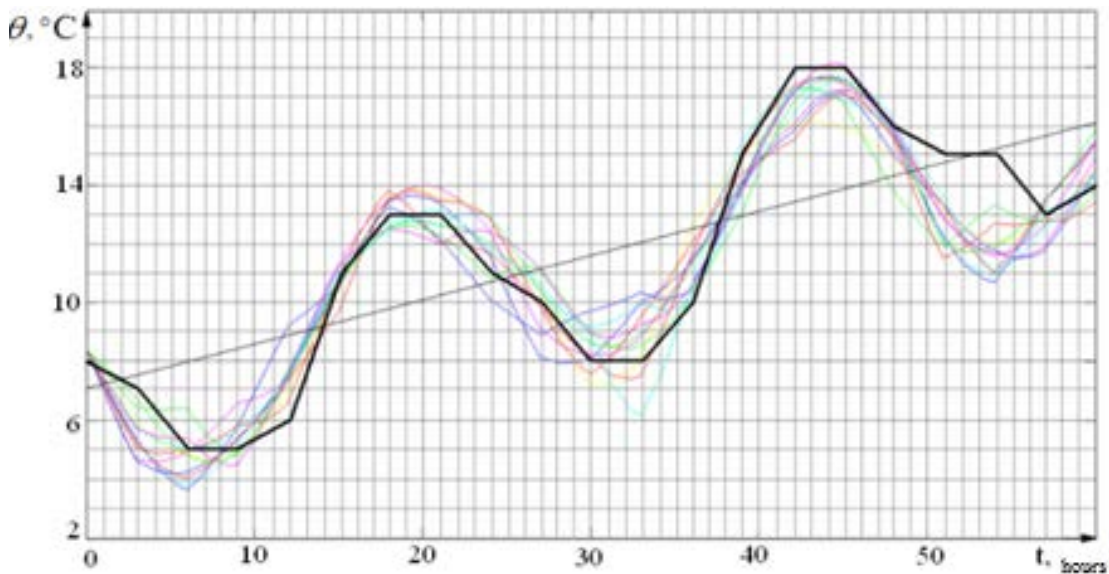


Fig. 4. An example is the reproduction of temperature changes for the image of the 4th class of perturbations.

A_i	N_j			
	N_1	N_2	...	N_n
A_1	a_{11}	a_{12}	...	a_{1n}
A_2	a_{21}	a_{22}	...	a_{2n}
...	...	...	...	...
A_m	a_{m1}	a_{m2}	...	a_{mn}

Fig. 5. Payment matrix of the game with nature (for the subsystem of the adoption of management strategies).

In this game lines A_i – system management strategies, and column N_j – nature strategies (possible implementation of changes in air temperature). Items of payment matrix a_{ij} – profit from the production of eggs, which can be obtained by applying A_i control strategies while implementing the strategy of nature N_j . In the present system of value a_{ij} defined by the expression:

$$a_{ij} = C_{ce} \cdot N - (C_f \cdot M + C_e \cdot E), \quad (6)$$

where: C_{ce} , C_f and C_e – the cost of chicken eggs, feed units and 1 kWh respectively; N – the number of eggs dropped during the development of the strategy of nature N_j ; M – the amount of feed consumed by all chickens in this poultry house during the same period; E – quantity kWh electricity consumed during the development of a management strategy A_i .

Items of payment matrix game with nature are based on cost of production, energy, concentrated feed and biological features component (egg production and feed intake).

For class predicted natural perturbations of some statistical characteristics are reproduced using the method of forming filter 10 implementations, of which 3 are selected, taken by the strategy of nature. To compensate for natural strategies used 5 management strategies.

Optimal management strategy carried out by analyzing payment matrix using Hurwitz criterion. It gives a weighted average profit with little risk, based on the conditions [6]:

$$Hu = \max_i (\chi \max_j a_{ij} + (1 - \chi) \min_j a_{ij}), \quad (7)$$

where χ – the optimism coefficient, which can reach values from 0 to 1.

When $\chi = 0$ this criterion degenerates into extreme pessimism Wald criterion (the precautionary principle and reinsurance), and at $\chi = 1$ – first criterion maksymaksnyy absolute optimist. Quite high precision forecasting and reproducing images of temperature perturbations (natural strategies) even the first stage of the recognition algorithm and found a significant ability of birds to adapt to the environment, gives grounds for optimism grant ratio values greater than 0.5, that is confidently rely on the favorable outcome of the decision. The proposed control system adopted value $\chi = 0.75$. The effectiveness of such a decision confirmed by experimental research management system in a production environment. Increasing factor to 0.8 and reduced to a value less than 0,

The proposed control system has reduced energy component in the cost structure of poultry products by 10 - 13%.

Conclusions

1. Typical stabilization algorithms of management strategies biotech facilities in terms of expensive energy becomes ineffective.
2. Natural disturbances can be classified as relevant images (classes) that represent a combination of deterministic and random components.
3. Playing images of natural disturbances carried out on the basis of shaping filter, which allows to predict these natural disturbances.
4. Using game theory (game with nature) allowed to build a matrix of payment and determine Hurwitz criterion based on the best strategy for the control object.

References

1. Lysenko, V. P., Golovinskiy, B. L., Rusiniak, M. O. (2008). Analysis of traditional systems of environmental control of poultry houses. Ways to reduce energy costs and improve the efficiency of the poultry farms of an egg direction. Scientific Bulletin of National Agrarian University. No. 118. 174-181.
2. Lysenko, V. P., Bolbot, I. M. (2003). Economic evaluation of the effectiveness of the implementation of an adaptive production control system in the poultry industry. Electrification and automation of agriculture. No. 2. 45-51.
3. Lysenko, V. P., Reshetyuk, V. M. (2018). Intelligent algorithms for automation of biotechnical processes. Publishing house of Lviv Polytechnic, Lviv, XXV international conference on automatic control. Materials of conference. 18-19 September 2018. Lviv, Ukraine. 47-48.
4. Gunchenko, Yu. O., Lysenko, V. P., Sworov, S. A. (2012). Architecture control systems boehncke objects with intelligent subsystems of decision-making. Modern special equipment. No. 2(29). 33-39.
5. Lysenko, V. P., Golovinskiy, B. L., Reshetyuk, M. V., Shtepa, V. M., Zayats, N. A., Shcherbatyuk, V. L., Dudnik, A. A. (2014). Natural disturbances biotechnical objects, their modeling, and forecasting. Kiev. NULES. 112.

6. Lysenko, V. P., Reshetyuk, V. M., Golub, B. L. (2010). Adaptive energy saving control conditions of biological objects in agricultural structures using prediction and perturbation methods of the theory of games. Scientific notes. Lutsk NTU. Lutsk. Vol. 27. 177-182.

7. Lysenko, V. P., Reshetyuk, M. V., Shcherbatyuk, V. L. (2010). Dynamics of quality indicators of the process of laying hens. Bulletin of agricultural science. No 12. 41-48.

8. Lysenko, V. P., Golovinskiy, B. L., Reshetyuk, M. V., Shtepa, V. M., Rudensky, A. A., Golub, B. L., Lavinski D. S., Puha, V. M., Shcherbatyuk, V. L. (2010). Technical means computer-integrated system for effective management of energy resources on poultry farms. Bioresources and environmental management. Vol. 2, No 3-4. 111-117.

Список літератури

1. Лисенко В. П., Головінський Б. Л., Русиняк М. О. Аналіз традиційних систем управління мікрокліматом пташників. Способи зниження енергетичних затрат та підвищення ефективності роботи птахофабрик яєчного напрямку. Науковий вісник Національного аграрного університету. 2008. № 118. С. 174–181.

2. Лисенко В. П., Болбот І. М. Економічна оцінка ефективності впровадження адаптивної системи управління виробництвом у птахівництві. Електрифікація та автоматизація сільського господарства. 2003. № 2. С. 45–51.

3. Лисенко В. П., Решетюк В. М. Інтелектуальні алгоритми для автоматизації біотехнічних процесів. Видавництво Львівської політехніки, Львів, 2018. XXV Міжнародна конференція з автоматичного управління. Матеріали конференції. 18-19 вересня 2018 року. Львів, Україна. С. 47–48.

4. Гунченко Ю. О., Лисенко В. П., Шворов С. А. Архітектури систем управління біотехнічними об'єктами з інтелектуальними підсистемами прийняття рішень. Сучасна спеціальна техніка. 2012. № 2(29). С. 33–39.

5. Лисенко В. П., Головінський Б. Л., Решетюк В. М., Штепа В. М., Засць Н. А., Щербатюк В. Л., Дудник А. О. Природні збурення біотехнічних об'єктів, їх моделювання та прогнозування. Київ. НУБіП України. 2014. 112 с.

6. Лисенко В. П., Решетюк В. М., Голуб Б. Л. Адаптивне енергоощадне управління умовами утримання біологічних об'єктів в агропромислових спорудах з використанням прогнозування збурень та методів теорії ігор. Наукові нотатки. Луцький НТУ. Луцьк. 2010. Вип. 27. С. 177–182.

7. Лисенко В. П., Решетюк В. М., Щербатюк В. Л. Динаміка показників якості процесу утримання курей-несучок. Вісник аграрної науки. 2010. № 12. С. 41–48.

8. Лисенко В. П., Головінський Б. Л., Решетюк В. М., Штепа В. М., Руденський А. А., Голуб Б. Л., Лавінський Д. С., Пуха В. М., Щербатюк В. Л. Технічні засоби комп'ютерно-інтегрованої системи ефективного управління енергетичними ресурсами на птахофабриках. Біоресурси і природокористування. 2010. Т. 2, № 3–4. С. 111–117.

ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ СКЛАДНИМИ БІОТЕХНІЧНИМИ ОБ'ЄКТАМИ

В. П. Лисенко, В. М. Решетюк, К. В. Наконечна

Анотація. На основі теорій випадкових процесів, ігор та прийняття статистичних рішень розроблена енергоефективна системи автоматизації для складного біотехнічного об'єкта – пташника, де для формування стратегій керування передбачено використання інтелектуальних алгоритмів. Застосування такої системи призводить до зменшення енергетичної складової в структурі собівартості виробленої продукції до 13% [1, 2, 3].

Основу такої системи складає база знань, продукційні правила котрої дозволяють прогнозувати природні збурення на пташник та, використовуючи платіжну матрицю та критерій Гурвіца, вибрати найкращу стратегію керування електротехнічним комплексом пташника, що максимізує прибуток виробництва.

Ключові слова: природні збурення, автоматизація, інтелектуальна система керування, платіжна матриця, критерій Гурвіца.

ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ СЛОЖНЫМИ БИОТЕХНИЧЕСКИМИ ОБЪЕКТАМИ

В. Ф. Лысенко, В. М. Решетюк, К. В. Наконечная

Аннотация. На основе теорий случайных процессов, игр и принятия статистических решений разработана энергоэффективная системы автоматизации для сложного биотехнического объекта – птичника, где для формирования стратегий управления предусмотрено использование интеллектуальных алгоритмов. Применение такой системы приводит к уменьшению энергетической составляющей в структуре себестоимости производимой продукции до 13%.

Основу такой системы составляет база знаний, производственные правила которой позволяют прогнозировать природные возмущения на птичник и, используя платежную матрицу и критерий Гурвица, выбирать наилучшую стратегию управления электротехническим комплексом птичника, максимизирующий прибыль производства.

Ключевые слова: природные возмущения, автоматизация, интеллектуальная система управления, платежная матрица, критерий Гурвица.

УДК 62.522:631.33.53

АНАЛІТИЧНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК СИЛОВИХ СТРУМИННИХ ЕЛЕМЕНТІВ АВТОМАТИЗОВАНИХ ВИСІВНИХ СИСТЕМ

В. В. Аулін, М. І. Черновол, А. О. Панков

Центральноукраїнський національний технічний університет, Україна.

Кореспонденція авторів: aulinvv@gmail.com.

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

Бібл. 9, рис. 5, табл. 0.

Анотація. Застосування пневмоструминних елементів у висівних системах дозволяє підвищити ефективність роботи посівних машин. Однак використання силових струминних елементів в посівній техніці ускладнюється недостатньою вивченістю їх робочих процесів. В роботі розглянуто застосовувані експериментальні методи досліджень та запропоновано аналітичний підхід у розробці силових струминних елементів, на підставі якого визначено їх розмірно-енергетичні характеристики та режими роботи.

Ключові слова: струминний елемент, висівна система, пневмоніка, автоматизація, моделювання, сівба, потік, процес.

Постановка проблеми

Подальший розвиток агропромислового комплексу (АПК) висуває нові вимоги до формування матеріально-технічної бази машин, до їх конструкцій і механіко-технологічних принципів дії. Тому в даний час актуальним є питання розробки та впровадження у виробництво нових видів сільськогосподарської техніки (СГТ) з мінімальною енергетикою виробництва і експлуатації, високою надійністю, автоматизацією робочого процесу і можливістю його керованості на кожній ділянці переміщення машини в будь-який момент часу її функціонування. При цьому технічні засоби повинні бути достатньо прості, дешеві і довговічні.

Аналіз останніх досліджень

Для виконання зазначених умов досліджується, серед інших, напрямок по розробці і застосуванню в СГТ пристроїв, що працюють із застосуванням пневмоструминних елементів. Струминна техніка – це порівняно новий напрямок автоматики, але перспективність її застосування у машинобудуванні і виробництві є значною.

У даний час із застосуванням управляючих і силових струминних елементів розроблені висівні системи (рис. 1), що не мають світових аналогів, і на основі яких створені нові посівні машини.



Рис. 1. Загальний вигляд висівних пристроїв на основі пневмоструминних елементів (джерело: розроблено авторами).

Однак процеси, що відбуваються в струминних елементах при взаємодії потоків в обмеженому об'ємі складні і недостатньо вивчені. У зв'язку з цим виникає ряд ще не з'ясованих до кінця питань. До них відносяться: проблема оптимального вибору геометрії струминних елементів, отримання заданих характеристик [1], а також дослідження і розробка виконавчих струминних силових елементів.

За винятком окремих випадків, струминні виконавчі органи або силові елементи мають дуже обмежене застосування [5, 8], до того ж не в СГТ. Застосування силових струминних елементів в СГТ стримується рядом причин – відсутністю розроблених стандартних зразків у вигляді типорозмірних рядів, та їх характеристик за такими параметрами як коефіцієнти підсилення, швидкодія, показники вихідних процесів і частотні показники [6, 9]. Тому необхідна розробка нових струминних виконавчих силових елементів і підвищення ефективності їх роботи. Вирішення цих завдань можливе лише на основі моделювання, теоретичних та експериментальних досліджень аеродинамічних та економічних характеристик струминної техніки.

Аналіз останніх досліджень

В даний час в дослідженні і розробці силових струминних елементів переважну роль відіграють не аналітичні, а експериментальні методи, основними з яких можна вважати наступні [4]:

- метод проб і помилок, при якому дослідник варіює геометричні розміри, спираючись на свою інтуїцію та більш або менш повні уявлення про механізм явищ;

- метод, заснований на візуалізації течій в елементах, полягає в тому, що потоки тим чи іншим способом роблять видимими. Змінюючи геометричні розміри, досягають потрібного напрямку потоків. Цей метод є різновидом методу проб і помилок в тому сенсі, що він не дає певних рекомендацій по зміні геометричних розмірів, але відрізняється наочністю;

- експериментально-статистичні методи, що дозволяють відшукати оптимум при вивченні об'єктів, механізму явищ, в яких невідомі або відомі не повністю (завдання «чорного ящика»). Ці методи дозволяють формалізувати процес емпіричного пошуку значень незалежних змінних, або факторів, при яких залежна змінна, розглянута як критерій якості, приймає оптимальне значення.

Експериментально-статистичні методи успішно використовуються для розв'язування завдань оптимізації струминних елементів. Досвід показав, що від моменту створення працездатних елементів до розробки методів розрахунку їх характеристик проходить кілька років. В більшості випадків достатньо створити один – два елемента, на базі яких може будуватися система логічних або управляючих пристроїв. Тому в ряді випадків перевага віддається експериментальним методам, що дозволяє без великої попередньої роботи, за мінімальний час створити конструкцію елемента з потрібними характеристиками [4].

У той же час відомо, що аналітичними методами розрахунку можна вирішити цілий клас завдань оптимізації струминних елементів [7].

Мета досліджень

Встановлення особливостей і аналітичних закономірностей при передачі механічної енергії плоским струменем в силових струминних елементах, визначення та оптимізація їх розмірно-енергетичних характеристик.

Результати досліджень

Тривимірна модель досліджуваного силового струминного елемента (рис. 2) складається з підвідних каналів (для живлення і управляючих сигналів), камери змішування і вихідних каналів (для вентиляції і вихідних сигналів).



Рис. 2. Тривимірна модель силового струминного елемента (джерело: розроблено в [3], с. 926).

Кінцевою метою дослідження струминних елементів є їх оптимізація, тобто одержання найкращого значення критерію, що характеризує якість елемента і пошук таких характеристик, які максимізували величину критерію. Зазвичай при дослідженні струминних елементів задається робочий тиск живлення p_s , розміри b_s і h_s сопла живлення, площа сопла живлення S_s , а потім визначається геометрична конфігурація елемента і витрата повітря Q_s через сопло живлення. При оптимізації струминних елементів здійснюється пошук такого поєднання геометричних розмірів, яке забезпечить максимально якісну роботу досліджуваного елемента. Отже, виявлено, що незалежними змінними (факторами) при цьому є конфігурація геометричних розмірів елемента [4].

Єдиною вимогою, якій повинна задовольняти ця конфігурація, є виконання елементом основних функцій і визначення величин параметрів, що входять в умови працездатності. Для дискретного елемента є достатнім, щоб він переключався при подачі сигналу управління з певною частотою і повертався у вихідний стан після зняття сигналу, що і є критерієм для даного типу елементів.

При цьому протягом часу спрацювання струминного елемента необхідно забезпечити роботу висівного пристрою із заданою частотою управляючих сигналів (приблизно 12...14 Hz).

Встановлено, що істотним недоліком струминних елементів, які використовують взаємодію струменя зі стінкою, є чутливість до навантаження, яка полягає в тому, що на тиск і витрату робочого тіла при перемиканні елемента помітно впливає навантаження. При цьому, чим більше опір навантаження, тим менше тиск і витрата спрацювання. Зменшення тиску спрацювання по мірі збільшення тиску на виході є наслідком неправильної організації потоків на виході.

В силових струминних елементах (рис. 2) відбувається подвійне перетворення енергії: в соплі живлення елемента потенційна енергія тиску перетворюється в кінетичну енергію струменя, а в приймальному каналі відбувається зворотне перетворення кінетичної енергії в потенційну енергію тиску. Ефективність цього перетворення в значній мірі визначає досконалість струминного елемента.

Передача енергії струменями, наприклад, в датчиках типу «сопло-приймальний канал» круглого перерізу розглядається з припущенням, що тиск в приймальному каналі дорівнює середньому тиску гальмування частини струменя, потрапляючої в цей канал. Однак відносно силових струминних елементів такий підхід не враховує того, що при взаємодії струменя з приймальною частиною виникають складні вторинні течії, пов'язані з нерівномірністю розподілу швидкостей в струмені. Ці течії істотно впливають на витрату і тиск в приймальному каналі.

Особливістю течії в області приймального каналу є наявність зворотного потоку, що витікає з нього. Причиною його виникнення є нерівномірний розподіл швидкостей в струмені: швидкісний напір на осі струменя максимальний, а по мірі віддалення від осі він зменшується, знижуючись до нуля.

Тому частина витрати струменя, яка не проходить через навантаження, утворює зворотний потік. Зворотні течії виникають у периферійній частині приймального каналу, де динамічний напір набігаючого потоку порівняно невеликий.

Зворотний потік може поширюватися в напрямку осі струменя, або відхилятися від цього напрямку в результаті взаємодії з периферійними частинами струменя. Напрямок течії зворотного потоку залежить

від співвідношення ширини струменя і приймального каналу.

Якщо ширина приймального каналу мала у порівнянні з шириною струменя, то картина течії аналогічна натіканню струменя на плоску стінку, і в цьому випадку тиск в приймальному каналі дорівнює тиску гальмування. Якщо ширина приймального каналу істотно більша за ширину струменя, то картина течії аналогічна втіканню струменя у глухий кут [4]. Зворотний потік при цьому поширюється паралельно осі струменя. В реальних струминних елементах картина течії є проміжною в порівнянні з зазначеними граничними випадками.

Розглянемо рух струменя в силовому елементі, беручи за основу схему течії в датчику типу «сопло-приймальний канал» (рис. 3).

При цьому зробимо наступні припущення: на відміну від осесиметричного струменя круглого перерізу у датчиках, в даному випадку струмінь плоский, з шириною відповідно в перетинах сопла живлення b_s і приймального каналу b_{rc} .

Виділимо ділянку робочого середовища $ABCD$. Ця ділянка обмежена площиною AB , нормальною до осі струменя і проходить поблизу входу в приймальний канал там, де структура струменя ще не порушена, і площиною CD , проведеної нормально до осі приймального каналу на такій відстані від його входу, де рух стає рівномірним. Для виділеної ділянки запишемо рівняння імпульсів у проекції на осі струменя, з урахуванням тієї обставини, що в гідроаеродинаміці замість маси матеріальної точки розглядається маса одиниці об'єму, тобто щільність ρ , а замість імпульсу – фігурує вектор густини імпульсу, що збігається за змістом з вектором густини потоку маси, тобто $p = \rho v$. Тоді:

$$p_q \omega_q = \rho v_q \omega_q = I_{1x} + I_{2x} + I_{3x}, \quad (1)$$

де p_q – тиск на виході (в перерізі CD); v_q – швидкість робочого тіла на виході (в перерізі CD); ω_q – площа вихідного перерізу (перерізу CD); I_{1x} – імпульс струменя у перерізі AB ; I_{2x} – проекція на вісь струменя імпульсу скидаемого потоку, що не надходить через перетин CD приймального каналу. Цей потік складається із зворотного потоку, що витікає з приймального каналу і відхиляемого потоку; I_{3x} – проекція на вісь імпульсу струменя потоку в перерізі CD .

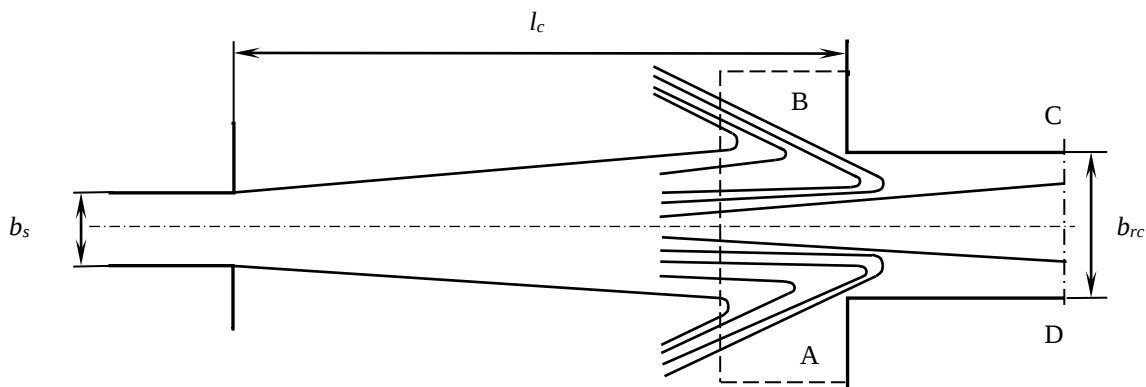


Рис. 3. Розрахункова схема до дослідження передачі механічної енергії плоским струменем в силовому струминному елементі (позначення в тексті) (джерело: розроблено авторами).

Визначимо числові вирази для відповідних імпульсів.

$$I_{1x} = 2 \int_0^y \rho u^2 dy = 2 \cdot 1,35 I_c = I k_j, \quad (2)$$

де y – поперечна координата струменя, м;

u – швидкість в точці відповідного перерізу струменя, м/с;

I – імпульс струменя на виході з сопла живлення, м·кг/с;

c, k_j – коефіцієнти пропорційності.

Імпульс струменя на виході з сопла живлення визначається за формулою:

$$I = \rho b_s u_s, \quad (3)$$

де u_s – швидкість повітря на виході з сопла живлення, м/с;

$$k_j = 2,7c, \quad (4)$$

$$c = 0,5 \frac{b_{rc}}{x'} \operatorname{tg} \beta, \quad (5)$$

де β – кут нахилу стінки силового струминного елемента, $\beta = 16^\circ$.

x' – поправний коефіцієнт:

$$x' = \frac{b_s}{2} \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \beta} - \frac{m}{Re} \right) + l_c, \quad (6)$$

де Re – число Рейнольдса;

m – стала, що залежить від кута нахилу стінки силового струминного елемента, якщо $\beta = 16^\circ$ та $m \approx 3 \cdot 10^4$, згідно [4];

l_c – довжина робочої камери струминного елемента, м.

Приймаємо $l_c \approx 0,009$ м.

Визначаємо число Рейнольдса:

$$Re = \frac{u_s D_0}{\nu}, \quad (7)$$

де D_0 – умовний діаметр сопла живлення, м, $D_0 = 0,0055$ м;

ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості повітря, $\nu = 0,000015$ м²/с.

Площа сопла живлення при $D_0 = 0,0055$ м складе $S_s = 0,000024$ м². Приймаючи витрату через сопло живлення $Q_s = 0,0022$ м³/с, отримаємо швидкість повітря на виході з сопла живлення: $u_s = 91,7$ м/с. Тоді за формулою (7), $Re = 33623$.

Враховуючи значення параметрів, за формулами (4) – (6) маємо: $x' = 0,0116$; $x = 0,037$; $k_j = 0,1$.

Імпульс потоку у вихідному каналі визначається виразом:

$$I_{3x} = \int_0^{b_{rc}} \rho u^2 dy = \frac{\alpha_{0rc} \rho Q_{rc}^2}{b_{rc}}, \quad (8)$$

де α_{0rc} – коефіцієнт кількості руху в перерізі CD . Емпірично приймається в розмірі $\alpha_{0rc} = 0,8 \dots 1,2$.

Підставивши залежності (2) і (8) в рівняння (1), отримаємо тиск у вихідному каналі силового струминного елемента, або його вихідну характеристику:

$$p_{rc} = \frac{\rho Q_s^2}{b_{rc}^2} \left[\xi k_j \frac{b_{rc}}{b_s} + \alpha_{0rc} \frac{Q_{rc}^2}{Q_s^2} \right], \quad (9)$$

де Q – витрата робочого тіла, м³/с.

ξ – поправка, яка враховує дію потоку, що скидується, $\xi = 1,25$.

Витрата через сопло живлення дорівнює:

$$Q_s = \mu_{fr} S_s \sqrt{\frac{2}{\rho} p_s}, \quad (10)$$

де μ_{fr} – коефіцієнт витрати; ρ – щільність повітря. Приймаємо $\rho = 1,225$ кг/м³; p_s – тиск живлення, Па.

Із виразу (10) визначимо коефіцієнт витрати:

$$\mu_{fr} = \frac{Q_s}{S_s \sqrt{\frac{2}{\rho} p_s}}. \quad (11)$$

Оскільки тиск живлення $p_s = 7000$ Па, то отримаємо $\mu_{fr} = 0,857$.

Подано рівняння (9) у безрозмірному вигляді:

$$\frac{p_{rc}}{p_s} = \mu_{fr}^2 \left(\frac{b_s}{b_{rc}} \right)^2 \left[\xi k_j \frac{b_{rc}}{b_s} + \alpha_{0rc} \left(\frac{Q_{rc}}{Q_s} \right)^2 \right], \quad (12)$$

Умовно приймаючи витрати в перерізах AB и CD постійними і враховуючи значення параметрів: $\mu_{fr} = 0,857$, $b_s = 0,002$ м, $b_{rc} = 0,003$ м, $\xi = 1,25$, $k_j = 0,1$, $\alpha_{0rc} = 1,0$, $Q_{rc} = Q_s = 0,0022$ м³/с, маємо $p_{rc}/p_s = 0,387$.

Дослідження енергетичних характеристик силового струминного елемента здійснено на основі рекомендацій, розроблених в роботі [2]. В якості основної характеристики приймаємо ККД силового елемента по тиску – η_p . Розрахункова схема силового струминного елемента представлена на рис. 4.

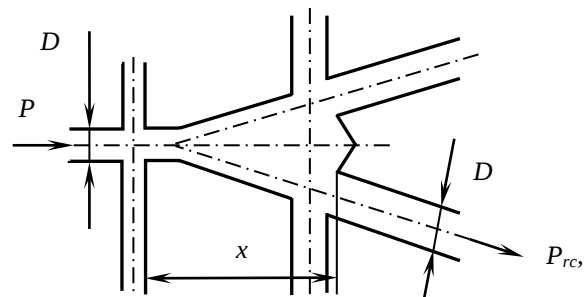


Рис. 4. Розрахункова схема силового струминного елемента (позначення в тексті) (джерело: розроблено авторами).

Позначимо: P_s – тиск живлення силового струминного елемента, Па. Приймаємо $P_s = 7000$ Па; P_{rc} – тиск у приймальному каналі, Па; Q – витрата повітря на виході з приймального каналу, м³/с. З умови сталості витрати приймаємо $Q \approx 0,0022$ м³/с при тиску живлення $P_{жив} = 7000$ Па; a_0 – ширина живлячого каналу (сопла живлення). Приймаємо $a_0 = 0,002$ м; b_h – висота живлячого каналу (сопла живлення). Приймаємо $b_h = 0,016$ м; f_{cs} – площа перерізу сопла живлення, мм², $f_{cs} = a_0 b_h = 3,2 \times 10^{-5}$ м²; a_w – ширина приймального каналу. Приймаємо $a_w = 0,003$ м; b_{hr} – висота приймального каналу.

Приймаємо $b_{hr} = 0,016\text{m}$; f_{cr} – площа перерізу приймального каналу, mm^2 , $f_{cr} = a_w b_{hr} = 4,8 \times 10^{-5} \text{m}^2$; x – відстань між кромкою живлячого сопла та входом в приймальний канал, mm . Приймаємо $x = 0,009 \text{m}$; D_0 – еквівалентний діаметр сопла живлення, m ; D_{rc} – еквівалентний діаметр приймального каналу, m .

Еквівалентний діаметр для повітряпроводів прямокутного перерізу визначається за формулою:

$$D_e = 1,3 \frac{(a \cdot b)^{0,625}}{(a + b)^{0,25}}, \quad (13)$$

де a – ширина перерізу, mm ;

b – висота перерізу, mm .

При $a = 0,002 \text{m}$, $b = 0,016 \text{m}$, за формулою (13) отримуємо що $D_0 = 0,0055 \text{mm}$, а $D_{rc} = 0,007 \text{m}$.

Розрахунок проведемо, виходячи з розміщення приймального каналу на початковому ділянці повітряного струменя. Для силових струминних елементів у даному випадку умову запишемо у вигляді:

$$\frac{x}{D_0} \leq 5. \quad (14)$$

Приймаючи значення даної умови $x/D_0 = 9 / 5,5 \approx 1,6$, визначаємо тиск в приймальному каналі P_{rc} :

$$P_{rc} = P_s \cdot \psi \cdot \left[c_1 - c_2 \frac{D_{rc}}{D_0} + c_3 \left(\frac{D_{rc}}{D_0} \right)^{-1} - c_4 \left(\frac{D_{rc}}{D_0} \right)^{-2} \right], \quad (15)$$

де ψ – поправочний коефіцієнт, що враховує співвідношення діаметрів приймального каналу і сопла живлення ($\psi = 1,0 \dots 1,4$). Приймаємо $\psi = 1,4$; c_1 , c_2 , c_3 , c_4 , – коефіцієнти пропорційності:

$$c_1 = 1 + \frac{1 - 0,2 \frac{x}{D_0}}{\frac{x}{D_0}}; \quad (16)$$

$$c_2 = 1 + 0,0039 \left(\frac{x}{D_0} \right)^3; \quad (17)$$

$$c_3 = \frac{\left(0,5 - 0,1 \frac{x}{D_0} \right)^2}{0,252 \frac{x}{D_0}}; \quad (18)$$

$$c_4 = \frac{\left(0,5 - 0,1 \frac{x}{D_0} \right)^3}{0,126 \frac{x}{D_0}}. \quad (19)$$

Підставивши у формули (16)–(19) $x/D_0 = 1,6$, отримаємо $c_1 = 1,425$; $c_2 = 1,016$; $c_3 = 0,287$; $c_4 = 0,195$.

Враховуючи отримані значення величин P_s , ψ , $c_1 \dots c_4$, D_0 і D_{rc} , отримаємо $P_s = 2350 \text{Pa}$.

Значення розрахункового ККД бістабільного струминного силового елемента по тиску становить:

$$\eta_p = \frac{P_{rc}}{P_s} = \frac{2350}{7000} = 0,33, \text{ or } 33\%. \quad (20)$$

Отримане по формулі (12) значення $p_{rc}/p_s = 0,387$ також може характеризувати ККД силового струминного елемента по тиску. Однак для більш точного дослідження чинників, що впливають на передачу механічної енергії плоским струменем в

силовому струминному елементі, особливо враховуючи дію потоку робочого середовища, що скидається в перерізі АВ (рис. 3), необхідне моделювання робочого процесу отриманої конфігурації силового струминного елемента, зокрема імітаційне, за допомогою програмного пакету ANSYS Fluent, на основі якого відтворюються перехідні процеси, що відбуваються в робочій камері.

При цьому для розрахованої конфігурації дискретного силового струминного елемента визначалась картина перемикавання при подачі на вхід управляючого впливу. В процесі імітаційного моделювання спочатку задавали геометрію струминного елемента, а на її підставі моделювали робочий процес. За характеристиками течій визначали, чи задоволені вимоги до елемента. При необхідності його геометрію коригували і процес моделювання повторювали.

Загальний вигляд силового струминного елемента для висівних систем, розробленого запропонованого на основі аналітичного підходу та імітаційного моделювання, показаний на рис. 5.

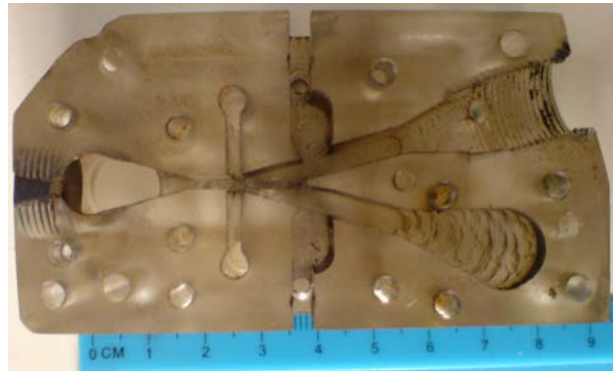


Рис. 5. Загальний вигляд силового струминного елемента (джерело: розроблено авторами).

Висновки

1. Теоретичні дослідження передачі механічної енергії плоскими струменями показують, що при описі взаємодії струменя робочого тіла з приймальною частиною силового струминного елемента необхідно враховувати складні вторинні течії у вигляді зворотних потоків, які пов'язані з нерівномірністю розподілу швидкостей в струмені.

2. Ці течії істотно впливають на витрату і тиск в приймальному каналі і, як наслідок, на ефективність роботи струминного елемента.

3. Встановлено, що розрахунковий ККД струминного силового елемента по тиску становить близько 38%. Для уточнення значень отриманих розмірно-енергетичних характеристик необхідне додаткове імітаційне моделювання перехідних процесів, що відбуваються в робочій камері елемента.

Список літератури

1. Денисов А. А. Нагорный В. С. Пневматические и гидравлические устройства автоматики. Москва. Высшая школа. 1978. 214 с.

2. Елимелех И. М., Сидоркин Ю. Г. Струйная автоматика (пневмоника). Ленинград. Лениздат. 1972. 211 с.
3. Ильина Т. Е., Продан Н. В. Проектирование элемента струйной системы управления газостатическим подшипником. Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. Том 15, №5. Издательство. Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики. Санкт-Петербург. 2015. С. 921–929.
4. Лебедев И. В., Трескунов С. Л., Яковенко В. С. Элементы струйной автоматки. Москва. Машиностроение. 1973. 360 с.
5. Мурзинов В. Л. Методы пневмоники в управлении струйными потоками в системах транспортирования на воздушной подушке. Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. 2011. № 74 (10). С.25–34.
6. Панков А. А., Аулин В. В., Черновол М. И. Технические средства процесса посева на основе элементов пневмоники: монография. Кировоград. издатель Лысенко В. Ф. 2016. 242 с.
7. Попов Ю., Пухначев Ю. Пневмоника. Наука и жизнь. 1965. №1. С. 10–18.
8. Сёмин Д. А., Роговой А. С. Влияние типа и размера расчетных сеток на точность расчета течений в вихрекамерных нагнетателях. Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". Випуск: гідрравлічні машини та гідроагрегати. Bulletin of National Technical University "KhPI" : coll. of sci. papers. Ser.: Hydraulic machines and hydrounits. Харків. 2016. № 41 (1213). С. 70–77.
9. Черновол М. И., Аулин В. В., Панков А. А. Моделирование силовых пневмоструйных элементов высевающих аппаратов. Вісник інженерної академії України. 2015. № 4. С. 175–179.

References

1. Denisov, A. A. Nagorny, V. S. (1978). Pneumatic and hydraulic automation devices. Moscow. High school. 214.
2. Elimelech, I. M., Sidorkin, J. G. (1972). Inkjet automation (pneumonia). Leningrad. Lenizdat. 211.
3. Ilina, I.E., Prodan, N. V. (2015). Design of the jet element of the control system of gas-static bearing. Scientific and technical journal of information technologies, mechanics and optics. Volume 15. No 5. Publisher. Saint-Petersburg National Research University of information technologies, mechanics and optics. Saint-Petersburg. 921–929.
4. Lebedev, V. I., Treskunov, S. L., Yakovenko, V. S. (1973). Elements of the jet automatics. Moscow. Engineering. 360.
5. Murzinov, V. L. (2011). Methods of fluidics in control of jet flows in the transportation systems of the hovercraft. Polythematic network electronic scientific journal of the Kuban state agrarian University. № 74 (10). 25–34.

6. Pankov, A. O., Aulin, V. V., Chernovol. M. I. (2016). Technical means of the process of seeding based on the elements of fluidics. Kirovograd. publisher Lysenko, V., 242.
7. Popov, Yu., Pukhnachev, Yu. (1965). Pneumonia. Science and life. No 1. 10–18.
8. Syomin, D. A., Rogovoy, A. S. (2016). Effect of type and size of the computational mesh on the accuracy of calculation of currents in the swirl-chamber blowers. Bulletin of National technical University "KhPI" : coll. of sci. papers. Ser.: Hydraulic machines and hydrounits. Kharkiv. № 41 (1213). 70–77.
9. Chernovol. M. I., Aulin, V. V., Pankov, A. O. (2015). Simulation of power pneumotropic elements of the sowing units. Bulletin of Engineering Academy of Ukraine. No 4. 175–179.

АНАЛІТИЧНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК СИЛОВИХ СТРУМИННИХ ЕЛЕМЕНТІВ АВТОМАТИЗОВАНИХ ВИСІВНИХ СИСТЕМ

В. В. Аулін, М. І. Черновол, А. А. Панков

Аннотация. Применение пневмоструйных элементов в высевающих системах позволяет повысить эффективность работы посевных машин. Однако использование силовых струйных элементов в посевной технике затрудняется недостаточной изученностью их рабочих процессов. В работе рассмотрены применяемые экспериментальные методы исследований и предложен аналитический подход в разработке силовых струйных элементов, на основании которого определены их размерно-энергетические характеристики и режимы работы.

Ключевые слова: струйный элемент, высевающая система, пневмоника, автоматизация, моделирование, посев, поток, процесс.

ANALYTICAL DETERMINATION OF POWER CHARACTERISTICS OF INK-JET ELEMENTS OF AUTOMATED METERING SYSTEMS

Aulin V. V., Chernovol M. I., Pankov A. O.

Abstract. The use of pneumatic jet elements in sowing systems can improve the efficiency of sowing machines. However, the use of power jet elements in sowing technology is hampered by insufficient knowledge of their working processes. The paper considers the experimental research methods used and proposes an analytical approach to the development of power jet elements, on the basis of which their size and energy characteristics and modes of operation are determined.

Key words: jet element, seeding system, fluidics, automation, modeling, seeding, thread, process.

УДК 534.222

МОДЕЛЮВАННЯ ТА АНАЛІЗ ХВИЛЬ СКІНЧЕНОЇ АМПЛІТУДИ У М'ЯКИХ ГРУНТАХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ПРИЗНАЧЕННЯ ПРИ ЇХ ВЗАЄМОДІЇ З РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ ГРУНТООБРОБНИХ МАШИН ВІБРАЦІЙНО-ХВИЛЬОВОЇ ДІЇ

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

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Кореспонденція авторів: ugmsg@ukr.net.

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

Бібл. 6, рис. 0, табл. 0.

Анотація. Отримане рівняння, яке описує розповсюдження довгохвильових сигналів скінченої амплітуди у м'яких ґрунтах сільськогосподарського призначення при їх взаємодії з робочими органами ґрунтообробних машин вібраційно-хвильової дії. Обчислений коефіцієнт нелінійності насичення спорового середовища. Досліджений відносний внесок нелінійних ефектів та дисипативних, обумовлених відносним рухом компонент середовища. У даній роботі розглянута поведінка збурення відносно невеликої амплітуди, яке розповсюджується у вигляді ударної хвилі. У цьому наближенні обчислений коефіцієнт нелінійності насиченого спорового середовища й описаний як нестационарний, так і стаціонарний режими розповсюдження збурення, при якому нелінійність врівноважується релаксаційною в'язкістю, що виникає за рахунок обміну імпульсом між фазами. Показано, що у широкому діапазоні характерних параметрів ґрунтів врахування нелінійних складових у хвилях невеликої амплітуди є визначальним. Розвинутий у роботі підхід дозволяє послідовно вказати межі застосування лінійного наближення та відносної ролі нелінійних та дисипативно-дисперсійних складових у хвильовому рівнянні.

Ключові слова: моделювання, аналіз, хвилі, скінчена амплітуда, м'які ґрунти, сільське господарство, взаємодія, робочі органи, ґрунтообробні машини, вібраційно-хвильова дія.

Постановка проблеми

Зазвичай у м'яких ґрунтах (у т.ч. сільськогосподарського призначення) існують хвилі 1-го роду, які розповсюджуються як у однофазному середовищі з внутрішньою ступінню вільності руху, а також і хвилі 2-го роду, що характеризуються невеликою швидкістю розповсюдження й аномально високим коефіцієнтом поглинання. Фронт слабкої нелінійної хвилі у м'яких ґрунтах сільськогосподарського призначення (МГСП) формується звуковими збуреннями 1-го роду й описується у межах моделі насиченого спорового середовища з рівними тисками – моделлю Х. А. Рахматуліна.

Дослідженню процесу розповсюдження стаціонарних сильних ударних хвиль присвячена робота Борисова С.Н., Ніколаєвського В.Н., Радченко В.П. [3], проте аналіз поведінки збурень відносно невеликої (але скінченої) амплітуди у МГСП відсутній.

Аналіз останніх досліджень

Питаннями розповсюдження хвиль у насичених спорових середовищах займалися багато дослідників. Зокрема, у [1] наведена детальна бібліографія. Значний внесок у теорію був зроблений авторами робіт [1-3].

Як встановлено у [1], м'які ґрунти (МГСП) характеризуються відносно малими значеннями параметру цементації $\kappa = \beta_1 K$ (де β_1 – стиснення матеріалу твердої матриці, K^{-1} – ефективне стиснення скелету середовища) та фазові тиски у водонасиченому МГСП рівні між собою з точністю до величин порядку κ [1, 2]. У МГСП існують, як вказано вище, хвилі 1-го та 2-го роду. Основні параметри стаціонарних сильних ударних хвиль досліджені у [3].

У роботах [4,5] вказано на те, що для ґрунтів характерні доволі великі коефіцієнти нелінійності

$$\varepsilon = \rho \left(c \frac{\partial c}{\partial \rho} \right), \quad \text{де } \rho - \text{щільність середовища,}$$

c – швидкість звуку. Як показано нижче, у широкому діапазоні характерних параметрів ґрунтів врахування нелінійних складових у хвилях невеликої амплітуди є визначальним. Розвинутий у даній роботі підхід дозволяє послідовно вказати межі застосування лінійного наближення й відносної ролі нелінійних та дисипативно-дисперсійних складових у хвильовому рівнянні.

Мета досліджень

Мета дослідження полягає у обґрунтуванні моделі розповсюдження хвиль скінченої амплітуди у МГСП, що виникають при взаємодії робочих органів ґрунтообробних машин вібраційно-хвильової дії з

оброблюваним середовищем, й аналізі основних параметрів вказаних хвиль у процесі їх просторово-часової еволюції.

Результати досліджень

У межах моделі Х.А. Рахматуліна система рівнянь безперервності та руху для кожної фази у плоскому одновимірному випадку приймає наступний вид [1]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(m\rho_2) + \frac{\partial}{\partial x}(wm\rho_2) &= 0, \quad \frac{\partial}{\partial t}[(1-m)\rho_1] + \\ &+ \frac{\partial}{\partial x}[(1-m)u\rho_1] = 0, \\ m\rho_2\left(\frac{\partial w}{\partial t} + w\frac{\partial w}{\partial x}\right) + m\frac{\partial p}{\partial x} + \\ &+ m_0(1-m_0)\frac{\rho_{01}\rho_{02}}{\theta\rho_0}(w-u) = 0, \\ (1-m)\rho_1\left(\frac{\partial u}{\partial t} + u\frac{\partial u}{\partial x}\right) + (1-m)\frac{\partial p}{\partial x} - \\ &- m_0(1-m_0)\frac{\rho_{01}\rho_{02}}{\theta\rho_0}(w-u) = 0. \end{aligned} \quad (1)$$

Тут ρ_1, ρ_2, u, w – щільності фаз та їх масові швидкості, m_0, m – початкова та поточна пористість, p – тиск у фазах, $\rho_0 = (1-m_0)\rho_{01} + m_0\rho_{02}$ – рівноважна щільність середовища, $\theta = k_0(1-m_0)\rho_{01}\rho_{02}/(\mu m_0\rho_0)$ – час релаксації, k_0 – проникність середовища, μ – в'язкість рідкої фази. Індекс 1 відповідає твердій фазі МГСП, а індекс 2 – рідкій.

Система рівнянь (1) доповнюється рівнянням стану Тета для кожної фази $p = \rho_{01}c_i^2/n_i[(\rho_i/\rho_{0i})^{n_i} - 1]$ де c_i – рівноважні швидкості звуку у кожній з фаз, n_i – постійні, $i=1,2$. Система рівнянь (1) описує суспензію твердих часточок у рідині, а також МГСП.

Розглянемо довгохвильові збурення скінченної амплітуди, які розповсюджуються у одному напрямку, з характерними частотами, такими, що $\omega\theta \ll 1$ (значення $m_0^{-1}\theta$ для різних ґрунтів наведені у [1]: $m_0^{-1}\theta \approx 10^{-9} - 10^{-3}$). Вважаємо, що число Маха $M = w/c_0$ мале $M \ll 1$, де $c_0 = (\beta\rho_0)^{-1/2}$ – рівноважна швидкість звуку у середовищі, $\beta = (1-m_0)\beta_1 + m_0\beta_2$ – стиснення двофазного середовища, $\beta_i = (\rho_{0i}c_i^2)^{-1}$ – стиснення i -ої фази. Припускаючи, що нелінійні та дисипативні ефекти справляють незначний вплив на профіль хвилі на відстанях порядку її довжини хвилі, у системі рівнянь (1) залишимо члени до другого порядку малості включно по відношенню до величин

м w/c_0 , ρ_i'/ρ_{0i} , $p'/(\rho_0c_0^2)$, m'/m_0 , де штрихом позначені відхилення відповідних величин від їх рівноважних значень. Переходячи у супутню систему координат $x = x$, $\tau = t - x/c_0$, врахуємо, що за відсутності дисипативних та нелінійних складових у рівняннях всі величини залежать тільки від однієї змінної τ . При врахуванні нелінійних та дисипативних складових залежність усіх величин буде також визначатись й повільною змінною x [6]. Оскільки зміна форми хвилі на відстанях порядку її довжини незначна, тоді слід очікувати прояв нелінійних ефектів на відстанях $x \gg \lambda$, де λ – довжина хвилі. З точністю до величин другого порядку малості у нових змінних система рівнянь (1) приймає інший вид (тут, у зв'язку з громіздкістю цієї системи, вона не приведена).

З рівнянь Тета випливає, що:

$$\rho_i' = \frac{p'}{c_i^2} - \frac{\varepsilon_i}{\rho_{0i}c_i^4}(p')^2, \quad \varepsilon_i = \frac{n_i - 1}{2}. \quad (2)$$

Підставимо (2) у систему рівнянь з точністю до величин другого порядку малості у нових змінних (тут не наведена). Виключаючи з рівнянь безперервності фаз m' , отримаємо:

$$\frac{\partial}{\partial \tau}\left(\beta p' - \frac{V}{c_0}\right) = m_0 A_1 - (1-m_0) A_2, \quad (3)$$

$$V = (1-m_0)u + m_0w$$

де V – середньо об'ємна швидкість середовища (МГСП).

Помножимо рівняння руху i -ої фази на величину $\rho_{0i}[(1-m_0)\delta_{i1} + m_0\delta_{i2}]$ (де δ_{i1}, δ_{i2} – символи Кронекера) й складаючи отримані рівняння, будемо мати:

$$\frac{\partial}{\partial \tau}\left(\beta p' - \frac{U}{c_0}\right) = -\frac{m_0\rho_{02}A_3 + (1-m_0)\rho_{01}A_4}{\rho_0}, \quad (4)$$

де $U = \rho_0^{-1}[(1-m_0)\rho_{01}u + m_0\rho_{02}w]$ – середня масова швидкість середовища.

У рівняннях (3), (4) $A_1 - A_4$ визначаються наступними виразами:

$$\begin{aligned} A_1 &= \frac{\varepsilon_2}{\rho_{02}^2 c_2^4} \frac{\partial (p')^2}{\partial \tau} - \frac{\partial w}{\partial x} - \frac{1}{c_0 m_0} \frac{\partial}{\partial \tau}(wm') - \\ &- \frac{1}{\rho_{02} c_0} \frac{\partial}{\partial \tau}(w\rho_2') - \frac{1}{m_0 \rho_{02}} \frac{\partial}{\partial \tau}(m'\rho_2'); \\ A_2 &= \frac{\varepsilon_1}{\rho_{01}^2 c_1^4} \frac{\partial (p')^2}{\partial \tau} - \frac{\partial u}{\partial x} - \\ &- \frac{1}{c_0 (1-m_0)} \frac{\partial}{\partial \tau}(um') - \frac{1}{\rho_{01} c_0} \frac{\partial}{\partial \tau}(u\rho_1') - \\ &- \frac{1}{(1-m_0)\rho_{01}} \frac{\partial}{\partial \tau}(m'\rho_1'); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
A_3 &= \frac{w}{c_0^2} \frac{\partial w}{\partial \tau} - \frac{m'}{m_0 \rho_{02} c_0^2} \frac{\partial p'}{\partial \tau} - \\
&- \frac{1}{\rho_{02} c_0} \frac{\partial p'}{\partial x} - \frac{m'}{m_0 c_0} \frac{\partial w}{\partial \tau} - \frac{\rho_2'}{\rho_{02} c_0} \frac{\partial w}{\partial \tau}, \\
A_4 &= \frac{u}{c_0^2} \frac{\partial u}{\partial \tau} - \frac{m'}{(1-m_0) \rho_{01} c_1^2} \frac{\partial p'}{\partial \tau} - \\
&- \frac{1}{\rho_{01} c_0} \frac{\partial p'}{\partial x} - \frac{m'}{(1-m_0) c_0} \frac{\partial u}{\partial \tau} - \frac{\rho_1'}{\rho_{01} c_0} \frac{\partial u}{\partial \tau}.
\end{aligned} \quad (5)$$

З рівнянь системи, отриманої з точністю до величин другого порядку малості у нових змінних, можна визначити з точністю до 2-го порядку включно (у [1] це рівняння виведене у лінійному наближенні):

$$\begin{aligned}
\theta \frac{\partial}{\partial \tau} \left(\frac{V}{c_0} - \frac{\rho_0 U}{\rho_\infty c_0} \right) &= \frac{U-V}{c_0}, \\
\rho_\infty^{-1} &= (1-m_0) \rho_{01}^{-1} - m_0 \rho_{02}^{-1}.
\end{aligned} \quad (6)$$

У складових 2-го порядку замінимо величини u, p', m', V, U через величину w за допомогою співвідношень, які випливають з лінійної теорії:

$$w = u = \beta c_0 p' = \frac{\beta c_0 m'}{m_0 (1-m_0) (\beta_1 - \beta_2)} = V = U.$$

Як вказано вище, у низькочастотній межі масові швидкості фаз дорівнюють одна одній і хвиля розповсюджується зі швидкістю $c_0 = (\beta \rho_0)^{-1/2}$. У наступному наближенні необхідно враховувати, що різниця швидкостей фаз є величиною 2-го порядку малості.

Підставляючи значення $\partial(U-V)/\partial \tau$ з рівняння (6) у рівняння, отримане шляхом віднімання рівняння (4) з (3), отримаємо рівняння відносно величини w :

$$\begin{aligned}
\frac{\partial w}{\partial x} - \alpha w \frac{\partial w}{\partial \tau} &= \gamma \frac{\partial^2 w}{\partial \tau^2}; \\
u - w &= \frac{\rho_0 \theta (1 - \rho_0 / \rho_\infty)}{m_0 (1 - m_0) (\rho_{01} - \rho_{02})} \frac{\partial w}{\partial \tau}, \\
\alpha &= \frac{3}{4 c_0^2} + \frac{m_0 (1 - m_0) (\beta_1 - \beta_2)^2}{2 \beta^2 c_0^2} + \\
&+ \frac{m_0 (1 - m_0) (\beta_1 - \beta_2) (\rho_{01} - \rho_{02})}{4} - \\
&- \frac{1}{4} \left(\frac{m_0}{c_1^2} + \frac{1 - m_0}{c_2^2} \right) + \\
&+ \frac{1}{2 \beta^2 c_0^2} [m_0 \varepsilon_2 \beta_2^2 + (1 - m_0) \varepsilon_1 \beta_1^2], \\
\gamma &= \theta (\rho_0 / \rho_\infty - 1) / (2 c_0).
\end{aligned} \quad (7)$$

Складова у правій частині рівняння (7) обумовлена неоднаковою інерційністю фаз. За малої проникності чи значної в'язкості рідини МГСП вирівнювання швидкостей відбувається швидко; за малої в'язкості чи великої проникності значення швидкості

теї фаз визначається тільки інерційними властивостями компонент. Зазначимо, що внутрішнє тертя у кожній з фаз пропорційне в'язкості, у той самий час як дисипація у середовищі (МГСП) обернено пропорційна в'язкості (у широкому діапазоні зміни параметрів в'язкості й проникності основною дисипативною складовою у правій частині рівнянь руху є сила тертя між компонентами).

Розв'язок рівняння (7) відомий [6]. З нього випливає, що сигнал скінченої амплітуди послаблюється, причому різниця швидкостей компонент вирівнюється з віддаленням від фронту хвилі.

Розглянемо розв'язок, який відповідає стаціонарній хвилі, коли дія нелінійних ефектів врівноважується в'язкими. Тоді стаціонарна хвиля стрибка різниці масових швидкостей фаз має вид:

$$\begin{aligned}
w - u &= \frac{\alpha \rho_0 c_0 w_0^2}{4 m_0 (1 - m_0) (\rho_{02} - \rho_{01})} ch^{-2} \times \\
&\times \left[\frac{\alpha w_0}{4 \gamma} (\tau - \tau_0) \right],
\end{aligned} \quad (8)$$

де ширина фронту стаціонарної хвилі (солітона) $\delta \Phi$ дорівнює $4 \gamma / (\alpha w_0)$. Наприклад, для водонасиченого кварцового піску ширина фронту при $\mu \approx 10^{-4}$ складає $\delta \Phi \approx 5 \text{ м}$, у той час як у лінійній теорії $\delta \Phi$ зростає з відстанню [3].

Проаналізуємо відносну роль нелінійних складових у рівнянні (7) при розповсюдженні хвиль скінченої амплітуди у середовищах типу МГСП. Параметр $z = \rho_{01} \rho_{02} k_0 / (2 \mu \rho_0)$ для глинистого піску при $m_0 \approx 0,2 - 0,4$ порядку $5 \cdot 10^{-6} - 3 \cdot 10^{-4}$ [1] й, відповідно, $w / c_0 \approx c_0 \omega \gamma \approx (10^{-4} - 10^{-3}) \omega$ при $c_0 = 2 \cdot 10^3 \text{ м/с}$, тому для хвиль з частотами $\omega \approx 0,1 - 10 \text{ Гц}$ нелінійні ефекти повинні переважати над дисипативними при $w_0 > 0,1 \text{ м/с}$, що може бути виконано лише для хвиль великої інтенсивності, які виникають при взаємодії робочих органів ґрунтообробних машин вібраційно-хвильової дії з оброблюваним ними МГСП. У суглинку карбонатному, глині чи солонцевій глині $z \approx 10^{-9} - 10^{-7}$ [1] і вплив нелінійних ефектів буде значним й при малих інтенсивностях хвиль. Врахування дисперсії у рівнянні (7) може призвести до осциляторної поведінки збурень за фронтом слабкої ударної хвилі, що, у свою чергу може сприяти розжиженню середовища (МГСП).

Висновки

1. Обґрунтована нелінійна фізико-механічна та математична моделі м'яких ґрунтів сільськогосподарського призначення (МГСП), для яких встановлені основні закономірності просторово-часової еволюції хвиль, виникаючих при взаємодії робочих органів ґрунтообробних машин вібраційно-хвильової дії з оброблюваним середовищем.

2. Прояв нелінійних ефектів у МГСП слід чекати у таких середовищах, якщо вони мають малу проникність чи великий коефіцієнт в'язкості, що відповідає малим значенням релаксаційного часу. Наявність у таких середовищах зацмленого повітря призведе до значного збільшення ролі нелінійної взаємодії.

3. Отримані у роботі результати можуть бути у подальшому використані для уточнення і вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку параметрів робочих органів ґрунтообробних машин вібраційно-хвильової дії, взаємодіючих з МГСП, як на стадіях їх проектування/конструювання, так і у режимах реальної експлуатації.

Список літератури

1. Николаевский В. Н., Басниев К. С., Горбунов А. Т., Зотов Г. А. Механика насыщенных пористых сред. Москва. Недра. 1970. 335с.
2. Николаевский В. Н. О процессах неустойчившейся деформации водонасыщенных грунтов. Arch. Mech. Stosow. 1965. V. 17. No 3. P. 441–452.
3. Борисов С. Н. О структуре фронта ударной волны в водонасыщенном грунте. Известия АН СССР. Механика жидкости и газа. 1967. №3. С. 55–63.
4. Садовский М. А., Николаев А. В. Новые методы сейсмической разведки. Перспективы развития. Вестник АН СССР. 1982. №1. С. 57–64.
5. Гуцин В. В., Шалашов Г. М. О возможности использования нелинейных сейсмических эффектов в задачах вибрационного просвечивания Земли. В книге: Исследование Земли невзрывными сейсмическими источниками. Москва. Наука. 1981. С. 144–155.
6. Руденко О. В., Солуян С. С. Теоретические основы нелинейной акустики. Москва. Наука. 1975. 288 с.

References

1. Nikolaev, V. N., Basniev, K. S., Gorbunov, A. T., Zotov, G. A. (1970). Mechanics of saturated porous media. Moscow. Bowels. 335.
2. Nikolaev, V. N. (1965). In the unsteady processes of deformation of saturated soils. Arch. Mech. Stosow. V. 17. No 3. 441-452.
3. Borisov, S. N. (1967). In the structure of shock wave front in water-saturated soil. News of Academy of Sciences of the USSR. Mechanics of liquid and gas. No 3. 55-63.
4. Sadovsky, M. A., Nikolayev, A. V. (1982). New methods of seismic exploration. Prospects. Bulletin of the USSR Academy of Sciences. No 1. 57-64.
5. Gushchin, V. V., Shalashov, G. M. (1981). About the possibility of using nonlinear seismic effects in problems of vibration transmission of the Ground. In the book: the study of the Earth's non-explosive seismic sources. Moscow. Science. 144-155.
6. Rudenko, A. V., Soluyan, S. S. (1975). Theoretical fundamentals of nonlinear acoustics. Moscow. Science. 288.

МОДЕЛИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ ВОЛН КОНЕЧНОЙ АМПЛИТУДЫ В МЯГКИХ ПОЧВАХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ ПРИ ИХ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ С РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ МАШИН ВИБРАЦИОННО-ВОЛНОВОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ

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

Аннотация. Получено уравнение, которое описывает распространение длинноволновых сигналов конечной амплитуды в мягких грунтах сельскохозяйственного предназначения при их взаимодействии с рабочими органами почвообрабатывающих машин вибрационно-волнового действия. Вычислен коэффициент нелинейности насыщения поровой среды. Исследован относительный вклад нелинейных эффектов и диссипативных, обусловленных относительным движением компонент среды. В данной работе рассмотрено поведение возмущения относительно небольшой амплитуды, которое распространяется в виде ударной волны. В этом приближении вычислен коэффициент нелинейности насыщенного поровой среды и описан как стационарный, так и нестационарный режимы распространения возмущения, при котором нелинейность уравнивается релаксационной вязкостью, которая возникает за счёт обмена импульсом между фазами. Показано, что в широком диапазоне характерных параметров грунтов учёт нелинейных составляющих в волнах небольшой амплитуды является определяющим. Разработанный в работе подход позволяет последовательно указать границы применения линейного приближения и относительную роль нелинейных и диссипативно-дисперсионных составляющих в волновом уравнении.

Ключевые слова: моделирование, анализ, волны, окончена амплитуда, мягкие почвы, сельское хозяйство, взаимодействие, рабочие органы, почвообрабатывающие машины, вибрационно-волновая действие.

MODELING AND ANALYSIS OF FINITE-AMPLITUDE WAVES IN SOFT SOILS FOR AGRICULTURAL PURPOSES IN THEIR INTERACTION WITH WORKING BODIES OF TILLAGE MACHINES VIBRATION-WAVE IMPACT

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

Abstract. The equation for the propagation of the long-wave signals of finitely valued amplitude in the soft agricultural soils during their interaction with working organs of the soil's treated machines of vibrate-wave action is obtained. The coefficient of the nonlinearity of the saturation of the pore's media is calculated. The comparative contribution of the nonlinear effects and of the dissipative, as well, which are attributed to relative motion of media's components, is researched. The behavior of the relatively little amplitude of perturbation, which propagates as a shock-wave, is discussed at this work. According to this approach, the coefficient of nonlinearity for the saturated pore media is calculated. The stationary and no stationary regimes of the perturbation propagation are described just for the situation when the nonlinearity is

balanced by the relaxation viscosity and appears with the help of the impulse change between the phases. For the wide range of the soil's characteristic parameters, the account of the nonlinear components in the waves of the no large amplitude is principal. The approach of this work gives one the possibility for the consistent indication of the boundaries for the linear approximation and the relative role of nonlinear and dissipative and dispersion components at the wave equation.

Key words: modeling, analysis, wave over the amplitude of the soft soil, agriculture, communication, working bodies tillage machines, vibration and wave action.

УДК 693.546

ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З УРАХУВАННЯМ ДИСИПАТИВНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ВРІВНОВАЖЕНОГО ПРИВОДНОГО МЕХАНІЗМУ

В. С. Ловейкін¹, К. І. Почка², Ю. О. Ромасевич¹, Ю. В. Ловейкін³

¹Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

²Київський національний університет будівництва і архітектури, Україна.

³Національний університет імені Тараса Шевченка, Україна.

Кореспонденція авторів: lovvs@ukr.net.

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

Бібл. 28, рис. 13, табл. 0.

Анотація. З метою підвищення надійності та довговічності роликової формувальної установки з врівноваженим привідним механізмом розраховано навантаження в елементах її конструкції та приводу, отримано залежності для визначення зусилля в шатунках, яке необхідне для приведення в зворотно-поступальний рух формувальних візків, та нормальних реакцій напрямних руху формувальних візків на напрямні ролики в залежності від кута повороту кривошипів. Для дослідження навантажень використано двомасову динамічну модель роликової формувальної установки, в якій враховано силові та інерційні характеристики привідного двигуна і кожного з формувальних візків, жорсткість привідного механізму та його дисипація. Визначено функцію зміни необхідного крутного моменту на привідному валу кривошипів для забезпечення процесу ущільнення виробів з будівельних сумішей із урахуванням дисипації привідного механізму. За середнім значенням моменту сил опору за цикл повороту кривошипів визначено номінальну розрахункову потужність, за якою вибрано електродвигун, підібрано з'єднувальні муфти та редуктор. Використовуючи рівняння Лагранжа другого роду, для роликової формувальної установки з врівноваженим приводом, представленої двомасовою динамічною моделлю, складено диференціальні рівняння руху. В результаті числового експерименту для роликової формувальної установки з врівноваженим привідним механізмом визначено значення жорсткості привідного механізму, зведеної до осі обертання кривошипів, за якого спостерігаються мінімальні навантаження у муфтах привідного механізму. Встановлено залежність моменту у муфті приводу від величини коефіцієнта дисипації. Визначено рекомендовану величину коефіцієнта дисипації для роликової формувальної установки з врівноваженим привідним механізмом.

Ключові слова: роликова формувальна установка, привідний механізм, зусилля, момент, жорсткість, дисипація.

Постановка проблеми

В установках роликового формування залізобетонних виробів під час їхньої роботи виникають значні динамічні навантаження в елементах приводного механізму та в елементах формувальних візків [1–14]. Незважаючи на досить широке дослідження технологічного процесу формування залізобетонних виробів безвібраційним роликовим методом [1–4], дотепер не було досліджено динаміку руху формувального візка та її вплив на процес формування. Мало приділялось уваги режимам руху формувального візка та зусиллям, що виникають в елементах приводного механізму.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

В існуючих теоретичних та експериментальних дослідженнях машин роликового формування залізобетонних виробів обґрунтовано їхні конструктивні параметри та продуктивність [1–4]. Разом з тим недостатньо уваги приділено дослідженню діючих динамічних навантажень та режимів руху, що в значній мірі впливає на роботу установки та якість готової продукції. Під час постійних пускогальмівних режимів руху виникають значні динамічні навантаження в елементах приводного механізму та в елементах формувального візка, що може призвести до передчасного виходу установки з ладу [1–6]. Тому актуальною є задача дослідження динамічних навантажень в елементах установки. В роботах [15–19] визначались навантаження в елементах роликових формувальних установок, однак при цьому не було враховано жорсткість та коефіцієнт дисипації приводного механізму.

Мета досліджень

Метою даної роботи є визначення навантажень в елементах роликової формувальної установки з врівноваженим приводом із врахуванням жорсткості та коефіцієнта дисипації передавального механізму.

Результати досліджень

З метою зменшення витрат енергії в машинах роликового формування запропоновано конструкцію роликової формувальної установки [20, 21] для забезпечення ущільнення залізобетонних виробів на одній технологічній лінії, яка складається з чотирьох формувальних візків, розташованих паралельно між собою з однієї сторони приводного валу, що приводяться в зворотно-поступальний рух від одного приводу, до складу якого входять чотири кривошипно-повзунні механізми, кривошипи яких жорстко закріплені на одному приводному валу та зміщені між собою на кут $\Delta\varphi = 90^\circ$ (рис. 1, а). Кожний з формувальних візків 1, 2, 3 та 4 змонтовані на порталі 14 і здійснюють зворотно-поступальний рух в напрямних 15 над порожниною форми 16. Формувальний візок 1 складається з подавального бункера 17 та з співвісних секцій укочувальних роликів 18. Таку ж конструкцію мають і інші три візки. Візки 1, 2, 3 і 4 з розподільними бункерами приводяться в зворотно-поступальний рух за допомогою приводу, виконаного у вигляді чотирьох кривошипно-повзунних механізмів, кривошипи 9, 10, 11 та 12 яких жорстко закріплені на одному приводному валу 13 і зміщені між собою на кут $\Delta\varphi = 90^\circ$. Шатуни 5, 6, 7 та 8 шарнірно з'єднані з формувальними візками 1, 2, 3 та 4, а іншими кінцями з'єднуються з кривошипами 9, 10, 11 та 12. Така конструкція формувальної установки дозволяє зменшити динамічні навантаження в елементах приводного механізму, зменшити зайві руйнівні навантаження на рамну конструкцію і, відповідно, підвищити довговічність установки в цілому. На рис. 1, б зображено кінематичну схему роликової формувальної установки з врівноваженим приводом для формування залізобетонних виробів на одній технологічній лінії. На даній кінематичній схемі r – радіус кривошипів 9, 10, 11 та 12; l – довжина шатунів 5, 6, 7 та 8; φ – кутова координата положення кривошипа першого візка; $\Delta\varphi$ – кут зміщення кривошипів 9 і 10, 10 і 11, 11 і 12 та 12 і 9

між собою; X_{A_1} , X_{A_2} , X_{A_3} та X_{A_4} – координати центрів мас візків 1, 2, 3 та 4 відповідно; β_1 , β_2 , β_3 та β_4 – кутові координати, що визначають положення шатунів першого, другого, третього та четвертого візків відповідно відносно горизонталі.

Під час роботи роликової формувальної установки з врівноваженим приводним механізмом в елементах передавального механізму від електродвигуна до кривошипів виникають значні динамічні навантаження, які приводять до передчасного руйнування елементів конструкції приводу. Для дослідження цих навантажень використаємо двомасову динамічну модель роликової формувальної установки (рис. 2). В цій моделі прийняті такі позначення: $M_{п1}$ – рушійний момент на валу приводного електродвигуна зведений до осі повороту кривошипів; $M_{п2}$ – момент від сил опору переміщення формувальних візків з укочувальними роликами зведений до осі повороту кривошипів; $J_{п1}$ – зведений до осі повороту кривошипів момент інерції ротора електродвигуна та елементів приводного механізму; $J_{п2}$ – зведений до осі повороту кривошипів момент інерції формувальних візків та кривошипно-шатунних механізмів; C – жорсткість приводного механізму зведена до осі повороту кривошипів; φ_1 та φ_2 – узагальнені координати зведених мас $J_{п1}$ та $J_{п2}$ відповідно.

Зведений момент інерції приводного механізму можна визначити наступною залежністю:

$$J_{п1} = (J_p + J_m) \cdot \delta \cdot u^2, \quad (1)$$

де: J_p та J_m – моменти інерції двигуна і муфти, що з'єднує вал двигуна та вхідний вал редуктора, відповідно; δ – коефіцієнт, що враховує моменти інерції елементів редуктора зведених до вала двигуна; u – передаточне число редуктора.

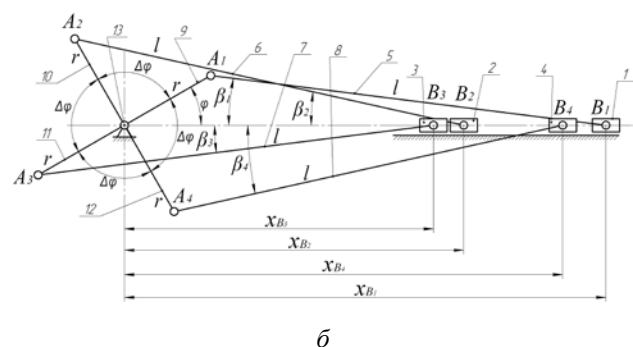
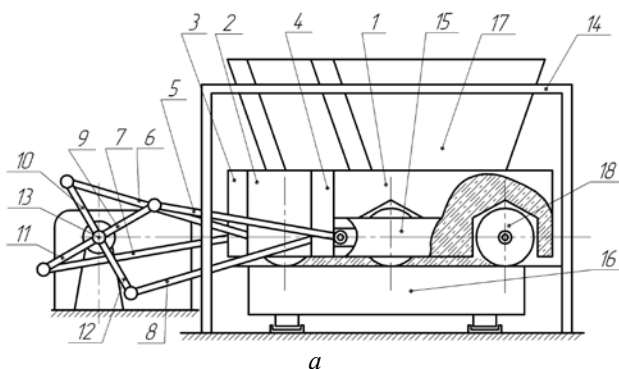


Рис. 1. Роликова формувальна установка з врівноваженим приводом (а) та її кінематична схема (б).

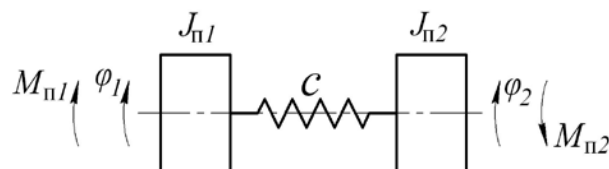


Рис. 2. Динамічна модель роликової формувальної установки.

Зведений момент інерції $J_{п2}$ визначимо з другої частини механізму (рис. 3), яка включає в себе кривошипно-шатунні механізми з формувальними візками. Причому масу шатунів першого, другого, третього та четвертого візків $m_{ш}$ порівну розділимо в точках A_1 і B_1 , A_2 і B_2 , A_3 і B_3 та A_4 і B_4 . Тоді момент інерції кривошипів буде визначатися залежністю:

$$J_k = 4 \cdot J'_k + 4 \cdot \frac{m_{ш}}{2} \cdot r^2 = 4 \cdot J'_k + 2 \cdot m_{ш} \cdot r^2, \quad (2)$$

а маси візків будуть мати вигляд:

$$m_{B_1} = m'_{B_1} + \frac{m_{ш}}{2}; \quad m_{B_2} = m'_{B_2} + \frac{m_{ш}}{2};$$

$$m_{B_3} = m'_{B_3} + \frac{m_{ш}}{2}; \quad m_{B_4} = m'_{B_4} + \frac{m_{ш}}{2}. \quad (3)$$

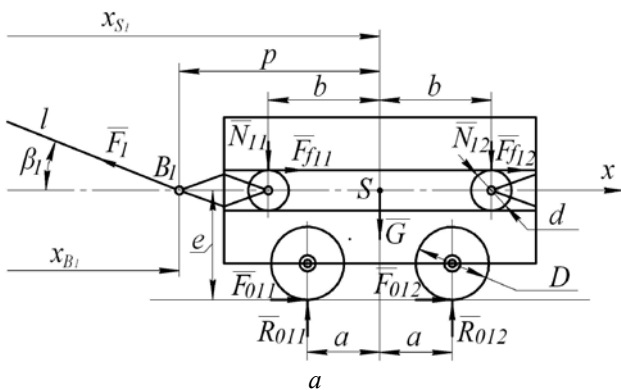
Тут $m_{ш}$ – маса кожного із шатунів; m'_{B_1} , m'_{B_2} , m'_{B_3} , m'_{B_4} – маса першого, другого, третього та четвертого формувальних візків відповідно; J'_k – момент інерції кожного із кривошипів відносно власної осі обертання; r – радіус кривошипів; J_k – момент інерції кожного із кривошипів з половиною маси шатуна відносно власної осі обертання; m_{B_1} , m_{B_2} , m_{B_3} , m_{B_4} – маса першого, другого, третього та четвертого візків відповідно з половиною маси шатуна.

Зведений момент інерції $J_{п2}$ визначимо з умови рівності кінетичних енергій кривошипно-шатунних механізмів з візками T_p (рис. 3) та другого диска динамічної моделі (рис. 2) T_m , тобто $T_p = T_m$.

Знайдемо кінетичну енергію кривошипно-шатунних механізмів з візками:

$$T_p = \frac{1}{2} \cdot J_k \cdot \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{B_1} \cdot \dot{x}_{S_1}^2 +$$

$$+ \frac{1}{2} \cdot m_{B_2} \cdot \dot{x}_{S_2}^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{B_3} \cdot \dot{x}_{S_3}^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{B_4} \cdot \dot{x}_{S_4}^2, \quad (4)$$



де: $\dot{x}_{S_1}$, $\dot{x}_{S_2}$, $\dot{x}_{S_3}$, $\dot{x}_{S_4}$ – швидкості центрів мас першого, другого, третього та четвертого формувальних візків відповідно.

Оскільки всі чотири візки рухаються поступально, то усі їхні точки мають однакову швидкість. Тому можна прийняти, що $\dot{x}_{S_1} = \dot{x}_{B_1}$, $\dot{x}_{S_2} = \dot{x}_{B_2}$, $\dot{x}_{S_3} = \dot{x}_{B_3}$ та $\dot{x}_{S_4} = \dot{x}_{B_4}$. Виразимо швидкості точок B_1 , B_2 , B_3 та B_4 через координати кривошипів та їх похідні за часом. Для цього скористаємось залежностями:

$$\dot{x}_{B_1} = \dot{\varphi}_2 \cdot \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2}; \quad \dot{x}_{B_2} = \dot{\varphi}_2 \cdot \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2};$$

$$\dot{x}_{B_3} = \dot{\varphi}_2 \cdot \frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2}; \quad \dot{x}_{B_4} = \dot{\varphi}_2 \cdot \frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2}. \quad (5)$$

Тоді залежність (4) буде мати вигляд:

$$T_p = \frac{1}{2} \cdot \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[J_k + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + \right.$$

$$\left. + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_4} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right]. \quad (6)$$

Кінетична енергія другого диска на рис. 2 виражається залежністю:

$$T_m = \frac{1}{2} \cdot J_{п2} \cdot \dot{\varphi}_2^2. \quad (7)$$

Прирівнюючи залежності (6) та (7), будемо мати: Знайдемо кінетичну енергію кривошипно-шатунних механізмів з візками:

$$T_p = \frac{1}{2} \cdot J_k \cdot \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{B_1} \cdot \dot{x}_{S_1}^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{B_2} \cdot \dot{x}_{S_2}^2 +$$

$$+ \frac{1}{2} \cdot m_{B_3} \cdot \dot{x}_{S_3}^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{B_4} \cdot \dot{x}_{S_4}^2, \quad (4)$$

де: $\dot{x}_{S_1}$, $\dot{x}_{S_2}$, $\dot{x}_{S_3}$, $\dot{x}_{S_4}$ – швидкості центрів мас першого, другого, третього та четвертого формувальних візків відповідно.

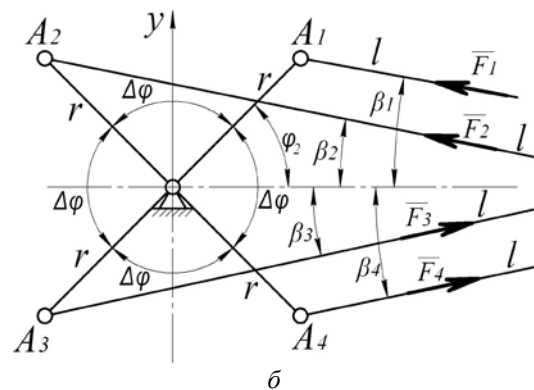


Рис. 3. Розрахункова схема навантажень на формувальний візок (а) та на приводний механізм (б) установки з рівноваженим приводом.

Оскільки всі чотири візки рухаються поступально, то усі їхні точки мають однакову швидкість. Тому можна прийняти, що $\dot{x}_{S_1} = \dot{x}_{B_1}$, $\dot{x}_{S_2} = \dot{x}_{B_2}$, $\dot{x}_{S_3} = \dot{x}_{B_3}$ та $\dot{x}_{S_4} = \dot{x}_{B_4}$. Виразимо швидкості точок B_1 , B_2 , B_3 та B_4 через координати кривошипів та їх похідні за часом. Для цього скористаємось залежностями:

$$\begin{aligned}\dot{x}_{B_1} &= \dot{\varphi}_2 \cdot \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2}; & \dot{x}_{B_2} &= \dot{\varphi}_2 \cdot \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2}; \\ \dot{x}_{B_3} &= \dot{\varphi}_2 \cdot \frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2}; & \dot{x}_{B_4} &= \dot{\varphi}_2 \cdot \frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2}.\end{aligned}\quad (5)$$

Тоді залежність (4) буде мати вигляд:

$$T_p = \frac{1}{2} \cdot \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[J_k + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_4} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right]. \quad (6)$$

Кінетична енергія другого диска на рис. 2 виражається залежністю:

$$T_m = \frac{1}{2} \cdot J_{n2} \cdot \dot{\varphi}_2^2. \quad (7)$$

Прирівнюючи залежності (6) та (7), будемо мати:

$$\frac{1}{2} \cdot \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[J_k + m_{B_1} \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_4} \left(\frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] = \frac{1}{2} \cdot J_{n2} \cdot \dot{\varphi}_2^2. \quad (8)$$

З рівняння (8) отримуємо:

$$\begin{aligned}J_{n2} &= J_k + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + \\ &+ m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + \\ &+ m_{B_4} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2} \right)^2.\end{aligned}\quad (9)$$

Для визначення зведеного моменту сил опору M_{n2} скористаємось рис. 3, на якому прийняті такі позначення: F_1 , F_2 , F_3 та F_4 – зусилля в шатунах, необхідне для подолання сил опору, що діють на візки; β_1 , β_2 , β_3 та β_4 – кутові координати, що визначають положення шатунів першого, другого, третього та четвертого візків відносно горизонталі; для першого формувального візка F_{011} , F_{012} – горизонтальні сили взаємодії уковувальних роликів з бетонною сумішшю; R_{011} , R_{012} – вертикальні сили взаємодії уковувальних роликів з бетонною сумішшю; N_{11} , N_{12} – нормальні реакції напрямних руху формувального візка на напрямні ролики; $F_{f11} = N_{11} \cdot f_{np}$, $F_{f12} = N_{12} \cdot f_{np}$ – сили тертя напрямних роликів по напрямних руху формувального візка; f_{np} – зведений коефіцієнт тертя напрямних роликів по напрямних руху формувального візка; G – сила тяжіння формувального візка; a , b , p , e – геометричні розміри формувального візка; D – діаметр уковувального ролика; d – діаметр напрямного ролика; l – довжина шатуна. Для другого, третього та четвертого формувальних візків силові параметри F_{021} , F_{022} , F_{031} , F_{032} , F_{041} , F_{042} , R_{021} , R_{022} , R_{031} , R_{032} , R_{041} , R_{042} , N_{21} , N_{22} , N_{31} , N_{32} , N_{41} , N_{42} , F_{f21} , F_{f22} , F_{f31} , F_{f32} , F_{f41} , F_{f42} , f_{np} , G та геометричні характеристики a , b , p , e , D , d , l будуть ідентичні.

Для визначення реакцій напрямних роликів N_{11} , N_{12} , N_{21} , N_{22} , N_{31} , N_{32} , N_{41} та N_{42} , а також зусиль в шатунах F_1 , F_2 , F_3 та F_4 розглянемо статичну рівновагу першого, другого, третього та четвертого формувальних візків. Спроекуємо всі сили, що діють на кожний з візків на координатні осі x і y та складемо суму моментів цих сил відносно точок B_1 , B_2 , B_3 та B_4 (рис. 3) в результаті чого отримаємо:

– для першого формувального візка:

$$\begin{cases} \sum X = -F_1 \cdot \cos \beta_1 + N_{11} \cdot f_{np} + N_{12} \cdot f_{np} + F_{011} + F_{012} = 0; \\ \sum Y = F_1 \cdot \sin \beta_1 - N_{11} - N_{12} - G + R_{011} + R_{012} = 0; \\ \sum M_{B_1} = -N_{11} \cdot (p-b) - N_{12} \cdot (p+b) - G \cdot p - (N_{11} + N_{12}) \cdot f_{np} \cdot \frac{d}{2} + (F_{011} + F_{012}) \cdot e + R_{011} \cdot (p-a) + R_{012} \cdot (p+a) = 0; \end{cases} \quad (10)$$

– для другого формувального візка:

$$\begin{cases} \sum X = -F_2 \cdot \cos \beta_2 + N_{21} \cdot f_{np} + N_{22} \cdot f_{np} + \\ + F_{021} + F_{022} = 0; \\ \sum Y = F_2 \cdot \sin \beta_2 - N_{21} - N_{22} - G + R_{021} + \\ + R_{022} = 0; \\ \sum M_{B_2} = -N_{21} \cdot (p-b) - N_{22} \cdot (p+b) - G \cdot p - \\ - (N_{21} + N_{22}) \cdot f_{np} \cdot \frac{d}{2} + \\ + (F_{021} + F_{022}) \cdot e + R_{021} \cdot (p-a) + \\ + R_{022} \cdot (p+a) = 0; \end{cases} \quad (11)$$

– для третього формувального візка:

$$\begin{cases} \sum X = -F_3 \cdot \cos \beta_3 + N_{31} \cdot f_{np} + N_{32} \cdot f_{np} + \\ + F_{031} + F_{032} = 0; \\ \sum Y = F_3 \cdot \sin \beta_3 - N_{31} - N_{32} - G + R_{031} + \\ + R_{032} = 0; \\ \sum M_{B_3} = -N_{31} \cdot (p-b) - N_{32} \cdot (p+b) - \\ - G \cdot p - (N_{31} + N_{32}) \cdot f_{np} \cdot \frac{d}{2} + \\ + (F_{031} + F_{032}) \cdot e + R_{031} \cdot (p-a) + \\ + R_{032} \cdot (p+a) = 0; \end{cases} \quad (12)$$

– для четвертого формувального візка:

$$\begin{cases} \sum X = -F_4 \cdot \cos \beta_4 + N_{41} \cdot f_{np} + N_{42} \cdot f_{np} + \\ + F_{041} + F_{042} = 0; \\ \sum Y = F_4 \cdot \sin \beta_4 - N_{41} - N_{42} - G + R_{041} + \\ + R_{042} = 0; \\ \sum M_{B_4} = -N_{41} \cdot (p-b) - N_{42} \cdot (p+b) - \\ - G \cdot p - (N_{41} + N_{42}) \cdot f_{np} \cdot \frac{d}{2} + \\ + (F_{041} + F_{042}) \cdot e + R_{041} \cdot (p-a) + \\ + R_{042} \cdot (p+a) = 0. \end{cases} \quad (13)$$

Розв'язавши системи рівнянь (10)-(13), знаходимо:

$$F_1 = \frac{1}{\cos \beta_1 - f_{np} \cdot \sin \beta_1} \cdot \left[\begin{pmatrix} R_{011} + R_{012} \\ -G \end{pmatrix} \cdot f_{np} + \right. \\ \left. + F_{011} + F_{012} \right]; \quad (14)$$

$$F_2 = \frac{1}{\cos \beta_2 - f_{np} \cdot \sin \beta_2} \cdot \left[\begin{pmatrix} R_{021} + R_{022} \\ -G \end{pmatrix} \cdot f_{np} + \right. \\ \left. + F_{021} + F_{022} \right]; \quad (15)$$

$$F_3 = \frac{1}{\cos \beta_3 - f_{np} \cdot \sin \beta_3} \cdot \left[\begin{pmatrix} R_{031} + R_{032} \\ -G \end{pmatrix} \cdot f_{np} + \right. \\ \left. + F_{031} + F_{032} \right]; \quad (16)$$

$$F_4 = \frac{1}{\cos \beta_4 - f_{np} \cdot \sin \beta_4} \cdot \left[\begin{pmatrix} R_{041} + R_{042} \\ -G \end{pmatrix} \cdot f_{np} + \right. \\ \left. + F_{041} + F_{042} \right]; \quad (17)$$

$$N_{12} = \frac{1}{2 \cdot b} \cdot \left[\begin{aligned} &R_{011} \cdot \left(b - a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + \\ &+ R_{012} \cdot \left(b + a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) - \\ &- G \cdot \left(b - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + \\ &+ F_1 \cdot \sin \beta_1 \cdot \left(b - p - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) \end{aligned} \right]; \quad (18)$$

$$N_{22} = \frac{1}{2 \cdot b} \cdot \left[\begin{aligned} &R_{021} \cdot \left(b - a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + \\ &+ R_{022} \cdot \left(b + a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) - \\ &- G \cdot \left(b - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + \\ &+ F_2 \cdot \sin \beta_2 \cdot \left(b - p - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) \end{aligned} \right]; \quad (19)$$

$$N_{32} = \frac{1}{2 \cdot b} \cdot \left[\begin{aligned} &R_{031} \cdot \left(b - a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + \\ &+ R_{032} \cdot \left(b + a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) - \\ &- G \cdot \left(b - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + \\ &+ F_3 \cdot \sin \beta_3 \cdot \left(b - p - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) \end{aligned} \right]; \quad (20)$$

$$N_{42} = \frac{1}{2 \cdot b} \cdot \left[\begin{aligned} &R_{041} \cdot \left(b - a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + \\ &+ R_{042} \cdot \left(b + a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) - \\ &- G \cdot \left(b - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + \\ &+ F_4 \cdot \sin \beta_4 \cdot \left(b - p - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) \end{aligned} \right]; \quad (21)$$

$$N_{11} = R_{011} + R_{012} + F_1 \cdot \sin \beta_1 - N_{12} - G; \quad (22)$$

$$N_{21} = R_{021} + R_{022} + F_2 \cdot \sin \beta_2 - N_{22} - G; \quad (23)$$

$$N_{31} = R_{031} + R_{032} + F_3 \cdot \sin \beta_3 - N_{32} - G; \quad (24)$$

$$N_{41} = R_{041} + R_{042} + F_4 \cdot \sin \beta_4 - N_{42} - G. \quad (25)$$

На основі залежностей (14)-(17) знайдемо моменти сил опору M_{o1} , M_{o2} , M_{o3} і M_{o4} від кожного з

формульних візків та сумарний момент сил опору $M_{п2}$, зведений до осі повороту кривошипів:

$$M_{01} = F_1 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \varphi_2 - \beta_1\right) = ; \quad (26)$$

$$= F_1 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \beta_1)$$

$$M_{02} = F_2 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi_2 + \Delta\varphi) - \beta_2\right) = ; \quad (27)$$

$$= F_2 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi + \beta_2)$$

$$M_{03} = F_3 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi_2 + 2\Delta\varphi) - \beta_3\right) = ; \quad (28)$$

$$= F_3 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi + \beta_3)$$

$$M_{04} = F_4 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi_2 + 3\Delta\varphi) - \beta_4\right) = ; \quad (29)$$

$$= F_4 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + 3\Delta\varphi + \beta_4)$$

$$M_{п2} = M_{01} + M_{02} + M_{03} + M_{04} =$$

$$= F_1 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \beta_1) +$$

$$F_2 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi + \beta_2) +$$

$$+ F_3 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi + \beta_3) +$$

$$+ F_4 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + 3\Delta\varphi + \beta_4). \quad (30)$$

Величина кутів β_1 , β_2 , β_3 та β_4 може бути визначена зі співвідношень:

$$r \cdot \sin \varphi_2 = l \cdot \sin \beta_1;$$

$$r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) = l \cdot \sin \beta_2;$$

$$r \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) = l \cdot \sin \beta_3;$$

$$r \cdot \sin(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) = l \cdot \sin \beta_4. \quad (31)$$

Звідки:

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2\right);$$

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi)\right);$$

$$\beta_3 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi)\right);$$

$$\beta_4 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 3\Delta\varphi)\right). \quad (32)$$

Використовуючи рівняння Лагранжа другого роду складемо диференціальні рівняння руху роликової формульної установки з зрівноваженим приводом, представленій двомасовою динамічною моделлю:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} - \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} = Q_{\varphi_1} - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_1};$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} - \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} = Q_{\varphi_2} - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_2}, \quad (33)$$

де: t – час; T – кінетична енергія системи; Q_{φ_1} , Q_{φ_2} – узагальнені сили, що відповідають координатам φ_1 та φ_2 відповідно; Π – потенціальна енергія системи, яка має вигляд:

$$\Pi = \frac{1}{2} \cdot c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2)^2. \quad (34)$$

Кінетична енергія системи виражається залежністю:

$$T = \frac{1}{2} J_{п1} \cdot \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} \left[J_{\kappa} + m_{B_1} \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_4} \left(\frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \dot{\varphi}_2^2. \quad (35)$$

Узагальнені сили мають вигляд:

$$Q_{\varphi_1} = M_{п1}; \quad Q_{\varphi_2} = M_{п2}, \quad (36)$$

де: $M_{п1}$ – рушійний момент на валу приводного електродвигуна зведений до осі повороту кривошипа, який визначається за формулою Клосса:

$$M_{п1} = \frac{2 \cdot M_{\kappa} \cdot u \cdot \eta_{\pi}}{1 - \frac{\dot{\varphi}_1 \cdot u}{\omega_0} + \frac{s_{\kappa}}{1 - \frac{\dot{\varphi}_1 \cdot u}{\omega_0}}}. \quad (37)$$

Тут M_{κ} – критичний (максимальний) момент на валу приводного електродвигуна; u – передаточне число приводного механізму; η_{π} – коефіцієнт корисної дії приводного механізму; ω_0 – синхронна кутова швидкість ротора приводного електродвигуна; s_{κ} – критичне ковзання електродвигуна, яке визначається залежністю:

$$s_{\kappa} = s_{\text{н}} \cdot (\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1}),$$

де: λ – кратність максимального моменту електродвигуна (перевантажувальна здатність двигуна); $s_{\text{н}}$ – номінальне ковзання електродвигуна, що визначається наступним виразом:

$$s_{\text{н}} = 1 - \frac{\omega_{\text{н}}}{\omega_0}.$$

Тут $\omega_{\text{н}}$ – номінальна кутова швидкість ротора приводного електродвигуна.

Взявши похідні від виразу кінетичної енергії системи (35), отримаємо:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} &= 0; \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} = \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[m_{B_1} \cdot \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_2} \cdot \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} + \right. \\
&\quad \left. + m_{B_3} \cdot \frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_3}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_4} \cdot \frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_4}}{\partial \varphi_2^2} \right]; \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} = J_{n1} \cdot \dot{\varphi}_1; \\
\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} &= \left[J_{\kappa} + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_4} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \dot{\varphi}_2; \\
\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} &= J_{n1} \cdot \ddot{\varphi}_1; \\
\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} &= \left[J_{\kappa} + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_4} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \ddot{\varphi}_2 + \\
&\quad + \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[m_{B_1} \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_2} \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_3} \frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_3}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_4} \frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_4}}{\partial \varphi_2^2} \right].
\end{aligned} \tag{18}$$

Після підстановки виразів (34), (36), (37), (14)-(17) та (30) в систему рівнянь (33) отримаємо:

$$\begin{aligned}
J_{n1} \cdot \ddot{\varphi}_1 &= \frac{2 \cdot M_{\text{кр}} \cdot u \cdot \eta_{\text{п}}}{\frac{1 - \dot{\varphi}_1 \cdot u}{\omega_0} + \frac{s_{\text{кр}}}{1 - \dot{\varphi}_1 \cdot u / \omega_0}} - c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2); \\
\left\{ \begin{aligned} &\left[J_{\kappa} + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_4} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \ddot{\varphi}_2 + \\ &+ \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[m_{B_1} \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_2} \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_3} \frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_3}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_4} \frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_4}}{\partial \varphi_2^2} \right] = \\ &= c(\varphi_1 - \varphi_2) - \frac{1}{\cos \beta_1 - f_{\text{np}} \cdot \sin \beta_1} \cdot [(R_{011} + R_{012} - G) \cdot f_{\text{np}} + F_{011} + F_{012}] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \beta_1) - \\ &- \frac{1}{\cos \beta_2 - f_{\text{np}} \cdot \sin \beta_2} \cdot [(R_{021} + R_{022} - G) \cdot f_{\text{np}} + F_{021} + F_{022}] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta \varphi + \beta_2) - \\ &- \frac{1}{\cos \beta_3 - f_{\text{np}} \cdot \sin \beta_3} \cdot [(R_{031} + R_{032} - G) \cdot f_{\text{np}} + F_{031} + F_{032}] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta \varphi + \beta_3) - \\ &- \frac{1}{\cos \beta_4 - f_{\text{np}} \cdot \sin \beta_4} \cdot [(R_{041} + R_{042} - G) \cdot f_{\text{np}} + F_{041} + F_{042}] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + 3\Delta \varphi + \beta_4). \end{aligned} \right. =
\end{aligned} \tag{39}$$

Для роликової формувальної установки з параметрами [4]: $r = 0,2 \text{ м}$; $l = 0,8 \text{ м}$; горизонтальні сили взаємодії уковувальних роликів з бетонною сумішшю

$$F_{011} = F_{012} = F_{021} = F_{022} = F_{031} = F_{032} = F_{041} = F_{042} = 7962 \text{ Н}$$

при здійсненні процесу ущільнення формувальними візками з двома уковувальними роликами радіусом $R = 0,11 \text{ м}$ будівельної суміші з наступними харак-

теристиками: висота виробу – $h_0 = 0,22 \text{ м}$, ширина виробу – $B = 1,164 \text{ м}$; тип суміші, що ущільнюється – дрібнозерниста суміш; вологість бетонної суміші – $W = 10\%$; потрібна щільність виробу – $k_{\text{ущ}} = 0,98$; величина максимального контактного тиску, що забезпечує $k_{\text{ущ}} = 0,98$ при $W = 10\%$, за експериментальними даними $p = 625 \text{ кПа}$;

$$R_{011} = R_{012} = R_{021} = R_{022} = R_{031} = R_{032} = \\ = R_{041} = R_{042} = 9740 \text{ Н}$$

$$m_{\text{ш}} = 64 \text{ кг}; \quad m'_{B_1} = m'_{B_2} = m'_{B_3} = m'_{B_4} = 1000 \text{ кг};$$

$$f_{\text{пр}} = 0,008; \quad D = 0,22 \text{ м}; \quad d = 0,046 \text{ м};$$

$$a = 0,27 \text{ м}; \quad b = 0,37 \text{ м}; \quad p = 0,52 \text{ м};$$

$$e = 0,21 \text{ м}; \text{ маса візка з половиною маси шатуна}$$

$$m_{B_1} = m_{B_2} = m_{B_3} = m_{B_4} = 1032 \text{ кг};$$

$G = 10124,9 \text{ Н}$ за виразами (14)-(30) визначено функції та побудовано графіки зміни реакцій напрямних роликів N_{11} , N_{12} , N_{21} , N_{22} , N_{31} , N_{32} , N_{41} і N_{42} (рис. 4), зусилля в шатунах F_1 , F_2 , F_3 і F_4 (рис. 5) та моментів сил опору M_{o1} , M_{o2} , M_{o3} , M_{o4} і $M_{п2}$ (рис. 6) в залежності від кута повороту кривошипів.



Рис. 4. Графіки зміни реакцій напрямних роликів N_{11} (1), N_{12} (2), N_{21} (3), N_{22} (4), N_{31} (5), N_{32} (6), N_{41} (7) та N_{42} (8) в залежності від кута повороту кривошипів.

За середнім значенням зведеного моменту сил опору за цикл повороту кривошипа визначено номінальну розрахункову потужність двигуна [22-24]. За цими даними вибрано асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором серії 4А основного виконання 4А200М6У3 [25] з параметрами: $\omega_o = 104,72 \text{ рад/с}$, $\omega_n = 102,1 \text{ рад/с}$, $\omega_{кр} = 92,73 \text{ рад/с}$ – синхронна, номінальна та критична швидкості обертання ротора двигуна; $J_p = 0,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції ротора двигуна; $M_{п} = 280,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – пусковий момент; $M_n = 215,475 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – номінальний момент; $M_{кр} = 517,14 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – критичний момент; $\lambda = \frac{M_{кр}}{M_n} = 2,4$ – відношення критичного моменту до номінального; $s_n = 0,025$ – номінальне ковзання електродвигуна; $s_{кр} = 0,1145$ – критичне ковзання електродвигуна. Також підібрано з'єднувальну

муфту МУВП [26] з номінальним моментом, що передається, $M_{\text{ном}} = 500 \text{ Н} \cdot \text{м}$ і моментом інерції

$J_m = 0,32 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ та редуктор Ц2-400 з передаточним числом $u = 9,8$ і моментом інерції

$$J_{\text{ред}} = 0,046 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

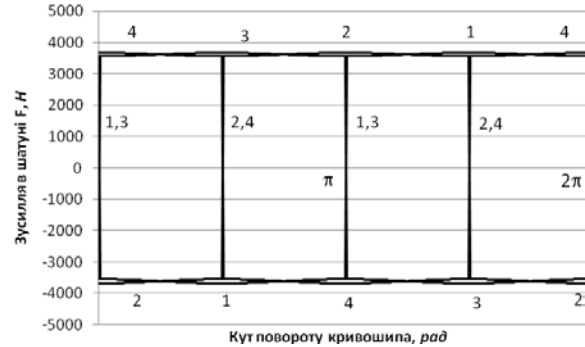


Рис. 5. Графіки зміни зусилля в шатунах F_1 (1), F_2 (2), F_3 (3) та F_4 (4) в залежності від кута повороту кривошипів.

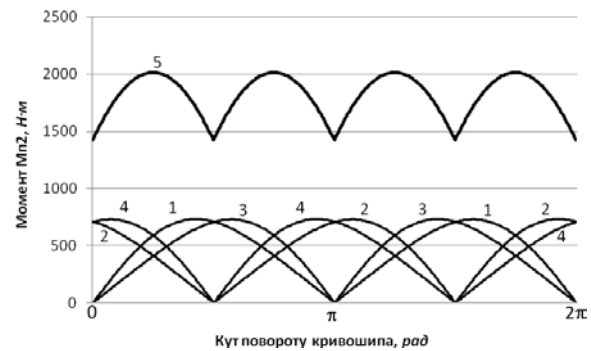


Рис. 6. Графіки зміни моментів сил опору M_{o1} (1), M_{o2} (2), M_{o3} (3), M_{o4} (4) та $M_{п2}$ (5) в залежності від кута повороту кривошипів.

Значення першої та другої передаточних функцій візків визначаються з виразів функцій зміни координат першого, другого, третього та четвертого формувальних візків відповідно (рис. 1, б) [5, 15, 22-24]:

$$x_{B_1} = r \cdot \cos \varphi_2 + l \cdot \cos \beta_1; \quad (40)$$

$$x_{B_2} = r \cdot \cos(\varphi_2 + \Delta\varphi) + l \cdot \cos \beta_2; \quad (41)$$

$$x_{B_3} = r \cdot \cos(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) + l \cdot \cos \beta_3; \quad (42)$$

$$x_{B_4} = r \cdot \cos(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) + l \cdot \cos \beta_4. \quad (43)$$

З рівностей (31) можна отримати:

$$\sin \beta_1 = \frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2 \rightarrow \cos \beta_1 = \\ = \left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2 \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}; \quad (44)$$

$$\sin \beta_2 = \frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \rightarrow \cos \beta_2 = \left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} ; \quad (45)$$

$$\sin \beta_3 = \frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \rightarrow \cos \beta_3 = \left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} ; \quad (46)$$

$$\sin \beta_4 = \frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) \rightarrow \cos \beta_4 = \left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} . \quad (47)$$

Вирази $\cos \beta_1$, $\cos \beta_2$, $\cos \beta_3$ та $\cos \beta_4$ можна розкласти в ряд за формулою бінома Ньютона:

$$\left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2 \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2 \right)^2 - \frac{1}{8} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2 \right)^4 - \dots ; \quad (48)$$

$$\left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right)^2 - \frac{1}{8} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right)^4 - \dots ; \quad (49)$$

$$\left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \right)^2 - \frac{1}{8} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \right)^4 - \dots ; \quad (50)$$

$$\left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) \right)^2 - \frac{1}{8} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) \right)^4 - \dots . \quad (51)$$

Відношення $\frac{r}{l}$ для роликових формувальних ус-

тановок з кривошипно-шатунними приводними механізмами не перевищують $\frac{1}{3}$ і ряди (48)-(51) досить швидко сходяться, тому з достатньою для практики точністю можна відкинути третій та подальші члени рядів (48)-(51). Тоді залежності (40)-(43) будуть мати вигляд:

$$x_{B_1} = r \cdot \cos \varphi_2 + l \cdot \left[1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2 \right)^2 \right] ; \quad (52)$$

$$x_{B_2} = r \cdot \cos(\varphi_2 + \Delta\varphi) + l \cdot \left[1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right)^2 \right] ; \quad (53)$$

$$x_{B_3} = r \cdot \cos(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) + l \cdot \left[1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \right)^2 \right] ; \quad (54)$$

$$x_{B_4} = r \cdot \cos(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) + l \cdot \left[1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) \right)^2 \right] . \quad (55)$$

Значення першої та другої передаточних функцій всіх чотирьох формувальних візків матимуть вигляд:

$$\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} = -r \cdot \left(\sin \varphi_2 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin 2\varphi_2 \right) ;$$

$$\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} = -r \cdot \left[\sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin 2(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right] ;$$

$$\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} = -r \cdot \left[\sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin 2(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \right] ;$$

$$\frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2} = -r \cdot \left[\sin(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin 2(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) \right] ; \quad (56)$$

$$\frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} = -r \cdot \left(\cos \varphi_2 + \frac{r}{l} \cdot \cos 2\varphi_2 \right) ;$$

$$\frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} = -r \cdot \left[\cos(\varphi_2 + \Delta\varphi) + \frac{r}{l} \cdot \cos 2(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right] ;$$

$$\frac{\partial^2 x_{B_3}}{\partial \varphi_2^2} = -r \cdot \left[\cos(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) + \frac{r}{l} \cdot \cos 2(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \right] ;$$

$$\frac{\partial^2 x_{B_4}}{\partial \varphi_2^2} = -r \cdot \left[\cos(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) + \frac{r}{l} \cdot \cos 2(\varphi_2 + 3\Delta\varphi) \right] . \quad (57)$$

В результаті числового експерименту встановлено, що оптимальне значення жорсткості привідного механізму, зведеної до осі обертання кривошипів, установки з зрівноваженим приводом із наведеними вище параметрами становить $c = 200000 \frac{H}{м}$.

Визначення оптимального значення жорсткості привідного механізму здійснювалось за методикою, описаною в роботах [27, 28]. При цьому значенні жорсткості спостерігаються мінімальні навантаження у муфтах привідного механізму. Це значення жорсткості використано в наступних розрахунках.

Для дослідження динаміки руху роликової формувальної установки з урахуванням дисипації при пускогальмівних режимах руху формувальних візків систему рівнянь (39) було доповнено величиною дисипації приводу k :

$$\begin{aligned} J_{п1} \cdot \ddot{\varphi}_1 = & \frac{2 \cdot M_{кр} \cdot u \cdot \eta_{п}}{1 - \frac{\dot{\varphi}_1 \cdot u}{\omega_0} + \frac{s_{кр}}{1 - \frac{\dot{\varphi}_1 \cdot u}{\omega_0}}} - \\ & - c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) - k \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2); \\ \left[J_{к} + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + \right. \\ & \left. + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_4} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \ddot{\varphi}_2 + \\ & + \left[m_{B_1} \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} + \right. \\ & \left. + m_{B_2} \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} + \right. \\ & \left. + m_{B_3} \frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_3}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_4} \frac{\partial x_{B_4}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_4}}{\partial \varphi_2^2} \right] = \\ = & c(\varphi_1 - \varphi_2) + k \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - \\ & - \frac{1}{\cos \beta_1 - f_{п1} \cdot \sin \beta_1} \left[(R_{011} + R_{012} - G) \cdot f_{п1} + \right. \\ & \left. + F_{011} + F_{012} \right] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \beta_1) - \\ & - \frac{1}{\cos \beta_2 - f_{п2} \cdot \sin \beta_2} \cdot \left[\begin{pmatrix} R_{021} + R_{022} \\ -G \end{pmatrix} \cdot f_{п2} + \right. \\ & \left. + F_{021} + F_{022} \right] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi + \beta_2) - \\ & - \frac{1}{\cos \beta_3 - f_{п3} \cdot \sin \beta_3} \cdot \left[(R_{031} + R_{032} - G) \cdot f_{п3} + \right. \\ & \left. + F_{031} + F_{032} \right] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi + \beta_3) - \\ & - \frac{1}{\cos \beta_4 - f_{п4} \cdot \sin \beta_4} \cdot \left[(R_{041} + R_{042} - G) \cdot f_{п4} + \right. \\ & \left. + F_{041} + F_{042} \right] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + 3\Delta\varphi + \beta_4). \end{aligned} \quad (58)$$

Розв'язавши систему рівнянь (58) із урахуванням виразів (2), (32), (56) та (57), визначено та побудовано графічну залежність зміни максимального $M_{муф \max}$

(рис. 7) та середньоквадратичного $\tilde{M}_{муф}$ (рис. 8) моментів у муфті в залежності від коефіцієнта дисипації. Аналіз графіків показує, що при всіх значеннях коефіцієнта дисипації в межах від $k = 100 \frac{H \cdot c}{м}$ до

$k = 15000 \frac{H \cdot c}{м}$ відбувається зменшення

максимального та середньоквадратичного моментів,

однак в межах від $k = 100 \frac{H \cdot c}{м}$ до $k = 8000 \frac{H \cdot c}{м}$

відбувається різка зміна, а потім – їхня плавна стабілізація, яка майже не впливає на зміну динаміки руху установки.

Виходячи із системи рівнянь (58) розраховано та побудовано графіки зміни моменту у муфті $M_{муф}$

(рис. 9) на ділянці усталеного руху в залежності від часу за значень коефіцієнта дисипації

$k = 2000 \frac{H \cdot c}{м}$ (сірий колір) та $k = 10000 \frac{H \cdot c}{м}$

(чорний колір). Аналіз цих графіків показує, що при значенні коефіцієнта дисипації приводу

$k = 2000 \frac{H \cdot c}{м}$ момент у муфті на усталеному ре-

жимі руху змінюється в межах від $M_{муф \min} = -165 \frac{H \cdot c}{м}$ до $M_{муф \max} = 163 \frac{H \cdot c}{м}$.

При значенні коефіцієнта дисипації приводу

$k = 10000 \frac{H \cdot c}{м}$ момент у муфті на усталеному ре-

жимі руху змінюється в межах від $M_{муф \min} = -65 \frac{H \cdot c}{м}$ до $M_{муф \max} = 65 \frac{H \cdot c}{м}$.

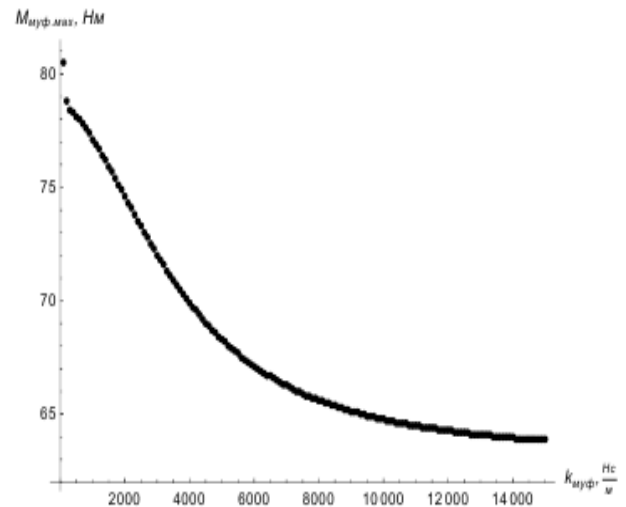


Рис. 7. Графік зміни максимального моменту $M_{муф \max}$ у муфті в залежності від коефіцієнта дисипації.

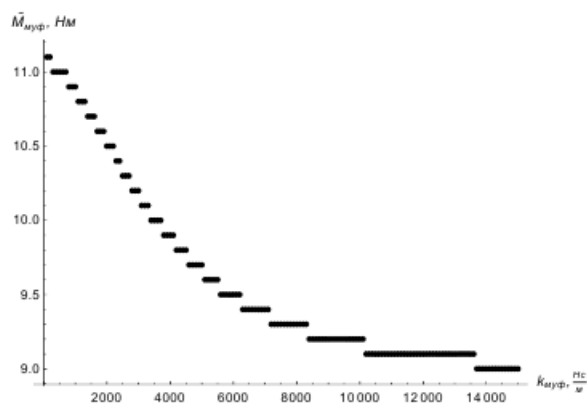


Рис. 8. Графік зміни середньоквадратичного моменту $\tilde{M}_{\text{мф}}$ у муфті в залежності від коефіцієнта дисипації.

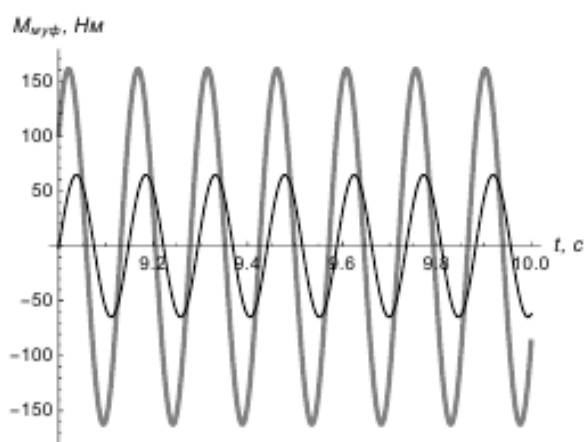


Рис. 9. Графік зміни моменту у муфті $M_{\text{мф}}$ в залежності від часу.

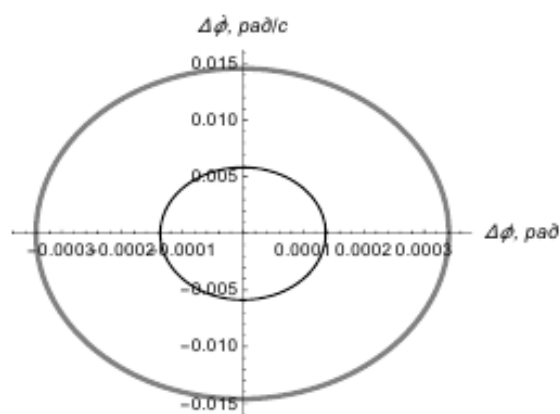


Рис. 10. Графічна залежність $((\phi_1 - \phi_2), (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2))$.

На рис. 10 – рис. 12 наведено графічні залежності $((\phi_1 - \phi_2), (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2))$, $((\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2), (\ddot{\phi}_1 - \ddot{\phi}_2))$ та $((\phi_1 - \phi_2), (\ddot{\phi}_1 - \ddot{\phi}_2))$ при значеннях коефіцієнта дисипації $k = 2000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$ (сірий колір) та $k = 10000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$ (чорний колір) відповідно. Аналіз цих графіків показує їх однаковий характер зміни,

однак при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$ їх амплітуда по осі абсцис та по осі ординат має більше значення, ніж при $k = 10000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$.

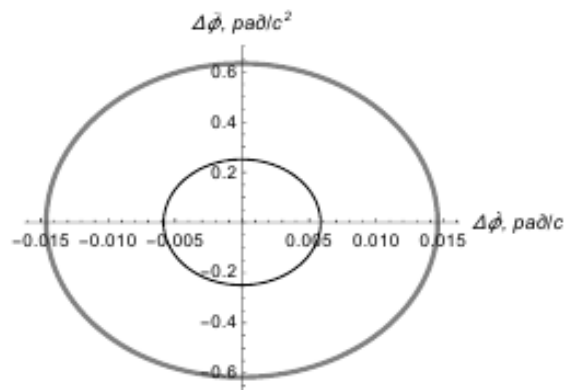


Рис. 11. Графічна залежність $((\phi_1 - \phi_2), (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2))$.

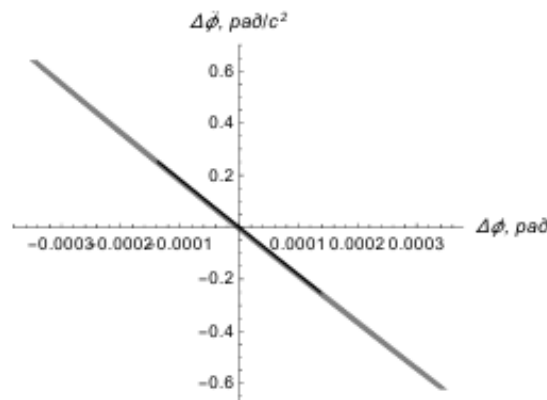


Рис. 12. Графічна залежність $((\phi_1 - \phi_2), (\ddot{\phi}_1 - \ddot{\phi}_2))$.

Висновки

1. В результаті проведених досліджень з метою підвищення надійності та довговічності роликової формувальної установки з врівноваженим приводом розраховано навантаження в елементах її конструкції та приводу, визначено функцію зміни необхідного крутного моменту на привідному валу кривошипів для забезпечення процесу ущільнення виробів з будівельних сумішей із урахуванням жорсткості та дисипації привідного механізму.

2. Для роликової формувальної установки з врівноваженим привідним механізмом визначено значення жорсткості привідного механізму, зведеної до осі обертання кривошипів, за якого спостерігаються мінімальні навантаження у муфтах привідного механізму.

3. Проаналізовано залежність крутного моменту у муфті приводу від величини коефіцієнта дисипації.

4. Для роликової формувальної установки з врівноваженим привідним механізмом із вказаними вище параметрами рекомендована величина коефіцієнта

дисипації має значення в межах від $k = 8000 \frac{H \cdot c}{M}$ до $k = 10000 \frac{H \cdot c}{M}$. Збільшення значення коефіцієнта

дисипації не значно впливатиме на динаміку установки, однак потребуватиме більшої точності виготовлення привідного механізму.

5. Результати роботи можуть в подальшому бути корисними для уточнення та удосконалення існуючих інженерних методів розрахунку привідних механізмів машин роликів формувальних як на стадіях проектування/конструювання, так і в режимах реальної експлуатації.

Список літератури

1. Гарнець В. М. Прогресивні бетоноформуючі агрегати і комплекси. К.: Будівельник, 1991. 144 с.
2. Гарнець В. М., Зайченко С. В., Човнюк Ю. В., Шаленко В. О., Приходько Я. С. Бетоноформувальні агрегати. Конструктивно-функціональні схеми, принцип дії, основи теорії. К.: Інтерсервіс, 2015. 238 с.
3. Кузин В. Н. Технология роликів формования плоских изделий из мелкозернистых бетонов: автореф. дис. ... канд. наук. Моск. инж.-строит. ин-т. М., 1981.
4. Рюшин В. Т. Исследование рабочего процесса и разработка методики расчета машин роликів формования бетонных смесей: дис. ... канд. техн. наук. Киев. инж.-строит. ин-т. Киев, 1986.
5. Ловейкін В. С. Динамічний аналіз роликів формувальної установки з рекуперативним приводом. *Динаміка, міцність і надійність с.-г машин*: Пр. І міжнар. наук.-техн. конф. (DSR AM-I). (Тернопіль, 4-7 жовт. 2004). Тернопіль, 2004. С. 507–514.
6. Ловейкін В. С., Почка К. І. Результати експериментальних досліджень режимів руху роликів формувальної установки з рекуперативним приводом. *Вісн. Харк. нац. ун-ту сільськ. госп-ва ім. П. Василенка*. 2007. Т 1. № 59. С. 465–474.
7. Назаренко І. І., Смірнов В. М., Пелевін Л. С., Фомін А. В., Свідерський А. Т., Костенюк О. О., Ручинський М. М., Дедов О. П., Гаркавенко О. М., Мартинюк І. Ю. Основи теорії руху землерийних і ущільнювальних машин будіндустрії з керованими у часі оптимальними параметрами. К.: МП Леся, 2013. 188 с.
8. Zaichenko S., Shalenko V., Shevchuk N., Vapnichna V. Development of a geomechanic complex for geotechnical monitoring contour mine groove. *Eastern-European J. Enterprise Technologies*. 2017. Vol. 3/9 (87). P. 19–25. DOI: 10.1551/1729-4061.2017.102067.
9. Гарнець В. М., Човнюк Ю. В., Зайченко С. В., Шаленко В. О., Приходько Я. С. Теорія і практика створення бетоноформувальних агрегатів (БФА). *Гірни., буд., дор. та меліор. машини*. 2014. Вип. 83. С. 49–54.
10. Гарнець В. М., Зайченко С. В., Приходько Я. С., Шаленко В. О. Розробка науково-практичних рекомендацій по створенню бетоноформуючих агрегатів (БФА). *Гірни., буд., дор. та меліор. машини*. 2012. Вип. 79. С. 46–52.
11. Зайченко С. В., Шевчук С. П., Гарнець В. М. Енергетичний аналіз процесу роликів ущільнення. *Енергетика: Економіка, технологія, екологія*. 2012. № 1 (30). С. 77–83.
12. Зайченко С. В., Шевчук С. П., Гарнець В. М. Тривимірне моделювання процесу роликів ущільнення стовбурного кріплення. *Гірни., буд., дор. та меліор. машини*. 2012. Вип. 79. С. 40–45.
13. Приходько Я. С., Гарнець В. М. Взаємоузгодженість роботи механізмів при роликів-екструзійному формуванні багатопустотних виробів. *Галузеве машинобуд., буд-во*. 2012. № 1 (31). С. 305–310.
14. Ловейкін В. С., Почка К. І. Визначення оптимального значення кута зміщення кривошипів роликів формувальної установки з рекуперативним приводом. *Автоматизація вироб. процесів у машинобуд. та приладобуд.* НУ «Львівська політехніка». 2007. № 41. С. 127–134.
15. Ловейкін В. С., Почка К. І. Визначення навантажень в елементах роликів формувальних установок. *Зб. наук. пр. Укр. акад. залізнич. трансп.* Харків: УкрДАЗТ, 2008. Вип. 88. С. 15–20.
16. Ловейкін В. С., Почка К. І. Визначення навантажень в елементах роликів формувальної установки. *Теорія і практика буд-ва*. 2007. № 3. С. 19–23.
17. Ловейкін В. С., Почка К. І. Дослідження динамічних навантажень в елементах роликів формувальних установок. *Vznik moderni vedecke – 2012. Materialy VIII mezinarodni vedecko-prakticka conference – Dil*. 18. *Technicke vedy. Moderni informacni technologie*: Praha. Publishing House “Education and Science” s.r.o. – P. 20–25.
18. Ловейкін В. С., Почка К. І. Дослідження навантажень в елементах роликів формувальної установки з врівноваженим приводом. *Автоматизація вироб. процесів у машинобуд. та приладобуд.* НУ «Львівська політехніка», 2015. Вип. 49. С. 73–79.
19. Ловейкін В. С., Почка К. І. Аналіз динамічного урівноваження приводів машин роликів формувальних. *MOTROL. Commission Motorization and Energetics in Agriculture*. Lublin-Rzeszow. 2016. Vol. 18. No 3. P. 41–52.
20. Ловейкін В. С., Ярошенко В. Ф., Почка К. І. Патент України на корисну модель № 32838. Установка для формування виробів з бетонних сумішей – № у 20041108955 заявл. 02.11.2004; опубл. 10.06.2008, Бюл. № 11.
21. Ловейкін В. С., Ярошенко В. Ф., Почка К. І., Бичевський В. М. Патент України на корисну модель № 7884. Установка для формування виробів з бетонних сумішей – № у 20041209993 заявл. 06.12.2004; опубл. 15.07.2005, Бюл. № 7.
22. Ловейкін В. С., Почка К. І. Аналіз руху роликів формувальної установки з врівноваженим приводом. *Вісник Харківського нац. автомобільно-дорожнього ун-ту*, 2004. № 27. С. 95–101.
23. Ловейкін В. С., Почка К. І. Силовий аналіз роликів формувальної установки з врівноваженим приводом. *Науковий вісник Національного аграрного університету*, 2005. Вип. 80. С. 346–356.
24. Ловейкін В. С., Почка К. І. Аналіз нерівномірності руху роликів формувальної установ-

ки с уравновешенным приводом. *MOTROL. Commission Motorization and Energetics in Agriculture*. Lublin-Rzeszow. 2015. Vol. 17, No 3. P. 17–27.

25. *Электротехнический справочник*. В 3 т. Т. 2. Электротехнические изделия и устройства (гл. ред. И. Н. Орлов). 7-е изд., испр. и доп. М.: Энергоатомиздат, 1986. 712 с.

26. *Шейнблит А. Е.* Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособ. для техникумов. М.: Высш. шк., 1991. 432 с.

27. *Дегтярев Ю. И.* Методы оптимизации. М.: Сов. радио, 1980. 272 с.

28. *Реклейтис Г., Рейвиндран А., Рэгсдел К.* Оптимизация в технике. В 2-х кн. Кн. 1. Пер. с англ. М.: Мир, 1986. 352 с.

References

1. *Garnec, V. M.* (1991). Progressive concrete the forming units and complexes. Kyiv: Budivelnik.

2. *Garnec, V. M., Zajchenko, S. V., Chovnjuk, Ju. V., Shalenko, V. O. & Prihodko Ja. S.* (2015). Concrete the forming units. Constructive and functional to the scheme, principle of action, theory basis. Kyiv: Interservis.

3. *Kuzin, V. N.* (1981). Technology of roller formation of flat articles from fine-grained concrete. (Extended abstract of candidate thesis). Moscow construction institute, Moscow, USSR.

4. *Rjushin, V. T.* (1986). Research of working process and development of a method of calculation of cars of roller formation of concrete mixes. (Unpublished candidate thesis). Kyiv construction institute, Kyiv, USSR.

5. *Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I.* (2004). The dynamic analysis of roller forming installation with the rekuperativ drive. Dynamics, durability and reliability of farm vehicles. Works of the first International scientific and technical conference (DSR AM-I), 507–514. Ternopil.

6. *Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I.* (2007). Results of pilot studies of the modes of the movement of roller forming installation with the rekuperativ drive. The bulletin of the Kharkov national university of agriculture of P. Vasilenko, vol. 1, No. 59, 465–474.

7. *Nazarenko, I. I., Smirnov, V. M., Pelevin, L. C., Fomin, A. V., Sviders'kij, A. T., Kostenjuk, O. O., Ruchins'kij, M. M., Djedov, O. P., Garkavenko, O. M. & Martinjuk, I. Ju.* (2013). Bases of the theory of the movement of the digging and condensing cars of the construction industry with the optimum parameters operated in time. Kyiv: MP Lesja.

8. *Zaichenko, S., Shalenko, V., Shevchuk, N. & Vapnichna, V.* (2017). Development of a geomechanic complex for geotechnical monitoring contour mine groove. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, vol. 3/9 (87), 19–25. DOI: 10.155/1729-4061.2017.102067.

9. *Garnec, V. M., Chovnjuk, Ju. V., Zajchenko, S. V., Shalenko, V. O. & Prihodko, Ja. S.* (2014). Theory and practice of creation of units of formation of concrete. Mining, construction, road and meliorative machines, No. 83, 49–54.

10. *Garnec, V. M., Zajchenko, S. V., Prihodko, Ja. S. & Shalenko, V. O.* (2012). Development of scientific and practical recommendations about creation of units of formation of concrete. Mining, construction, road and meliorative machines, No. 79, 46–52.

11. *Zajchenko, S. V., Shevchuk, S. P., Garnec, V. M.* (2012). Power analysis of process of roller consolidation. Power: Economy, technology, ecology, No. 1 (30), 77–83.

12. *Zajchenko, S. V., Shevchuk, S. P., Garnec, V. M.* (2012). Three-dimensional modeling of process of roller consolidation of column fastening. Mining, construction, road and meliorative machines, No. 79, 40–45.

13. *Prihodko, Ja., S. & Garnec, V. M.* (2012). Inter-consistency of operation of mechanisms at roller and extrusive formation of multihollow products. Branch mechanical engineering, construction, No. 1 (31), 305–310.

14. *Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I.* (2007). Determination of optimum value of a corner of shift of cranks of roller forming installation with the recuperative drive. Automation of productions in mechanical engineering and instrument making, National University "Lviv Polytechnique", No. 41, 127–134.

15. *Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I.* (2008). Definition of loadings in elements of roller forming installations. Collection of scientific works of Ukrainian state academy of railway transport, No 88, 15–20.

16. *Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I.* (2007). Definition of loadings in elements of roller forming installation. Theory and practice of construction, No. 3, 19–23.

17. *Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I.* (2012). Research of dynamic loadings in elements of roller forming installations. Formation of Modern Science – 2012: Materials VIII of the intern. sci. and pract. conf. Section 18. Technical science. Formation of information technologies, Praha, 20–25.

18. *Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I.* (2015). Research of loadings in elements of roller forming installation with the balanced drive. Automation of productions in mechanical engineering and instrument making, National University "Lviv Polytechnique", No 49, 73–79.

19. *Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I.* (2016). Analysis of dynamic equilibration of drives of cars of roller formation. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture, Lublin-Rzeszow, vol. 18, No 3, 41–52.

20. Pat. 32838 UA, IPC B28B 13/00, Installation for formation of products from concrete mixes, *Lovejkin, V. S., Jaroshenko, V. F., Pochka, K. I.*, Publ. 10.06.2008.

21. Pat. 7884 UA, IPC B28B 13/00, Installation for formation of products concrete mixes, *Lovejkin, V. S., Jaroshenko, V. F., Pochka, K. I., Bychevs'kij, V. M.* Publ. 15.07.2005.

22. *Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I.* (2004). Analysis of the movement of roller forming installation with the balanced drive. Bulletin of the Kharkiv national automobile and road university, No. 27, 95–101.

23. *Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I.* (2005). Power analysis of roller forming installation with the balanced drive. Scientific bulletin of National agricultural university, No. 80, 346–356.

24. *Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I.* (2015). Analysis of unevenness of the movement of roller forming installation with the balanced drive. MOTROL. Commission of

Motorization and Energetics in Agriculture, Lublin-Rzeszow, vol. 17, No 3. 17-27.

25. Orlov I. N. (1986). Electrotechnical reference book. Vol. 2. Electrotechnical products and devices. Moscow: Jenergoatomizdat, 712.

26. Shejnblit A. E. (1991). Course design of details of cars: Manual for technical schools. Moscow: Vysshaja shkola, 432.

27. Degtyarev Yu. I. (1980). Optimization methods. Moscow: Sovetskoe radio, 272.

28. Rekleytis G., Reyvindran A. & Regsdel K. (1986). Optimization in the equipment. In 2 books. Book 1. Translation from English. M.: Mir, 352.

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

В. С. Ловеikin, К. И. Почка, Ю. А. Ромасевич,
Ю. В. Ловеikin

Аннотация. С целью повышения надёжности и долговечности роликовой формовочной установки с уравновешенным приводным механизмом рассчитаны нагрузки в элементах её конструкции и привода, получены зависимости для определения усилий в шатунах, необходимых для приведения в возвратно-поступательное движение формовочных тележек, и нормальных реакций направляющих движения формовочных тележек на направляющие ролики в зависимости от угла поворота кривошипов. Для исследования нагрузок использована двухмассовая динамическая модель роликовой формовочной установки, в которой учтены силовые и энергетические характеристики приводного двигателя и каждой из формовочных тележек, жёсткость приводного механизма и его диссипация. Определена функция изменения необходимого крутящего момента для обеспечения процесса уплотнения изделий из строительных смесей с учётом диссипации приводного механизма. По среднему значению момента сил сопротивления за цикл поворота кривошипов определена номинальная расчетная мощность, по которой выбран электродвигатель, подобраны соединительные муфты и редуктор. Используя уравнение Лагранжа второго рода, для роликовой формовочной установки с уравновешенным приводом, представленной двухмассовой динамической моделью, составлены дифференциальные уравнения движения. В результате числового эксперимента для роликовой формовочной установки с уравновешенным приводным механизмом определено значение жёсткости приводного механизма, приведенной к оси вращения кривошипов, при которой наблюдаются минимальные нагрузки в муфтах приводного механизма. Установлена зависимость момента в муфте привода от величины коэффициента диссипации. Определена рекомендованная величина коэффициента диссипации для роликовой формовочной установки с уравновешенным приводным механизмом.

Ключевые слова: роликовая формовочная установка, приводной механизм, усилие, момент, жёсткость, диссипация.

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

Lovejkin V. S., Pochka K. I., Romasevich Yu. O.,
Loveikin J. V.

Abstract. For the purpose of increase in reliability and durability of roller forming installation with the balanced driving mechanism loadings in elements of her design and the drive are calculated, dependences for definition of efforts in the connecting rods necessary for reduction in back and forth motion of forming carts, and normal reactions of guides of the movement of forming carts to the directing rollers depending on an angle of rotation of cranks are received. For a research of loadings the two-mass dynamic model of roller forming installation in which power and power characteristics of the driving engine and each of forming carts, rigidity of the driving mechanism and its dissipation are considered is used. Function of change of necessary torque for ensuring process of consolidation of products of construction mixes taking into account dissipation of the driving mechanism is defined. Rated settlement power on which the electric motor is chosen is determined by average value of the moment of forces of resistance for a cycle of turn of cranks, connecting couplings and a reducer are picked up. Using Lagrange's equation of the second sort, for the roller forming installation with the balanced drive presented by two-mass dynamic model the differential equations of the movement are worked out. As a result of a numerical experiment for roller forming installation with the balanced driving mechanism the value of the rigidity of the driving mechanism given to an axis of rotation of cranks at which the minimum loadings in couplings of the driving mechanism are observed is defined. The dependence of the moment is installed in the drive coupling from dissipation coefficient size. The recommended dissipation coefficient size for roller forming installation with the balanced driving mechanism is determined.

Key words: roller forming installation, driving mechanism, effort, moment, rigidity, dissipation.

УДК 621.865.8(031)

МОБІЛЬНІ РОБОТИ ДЛЯ ПЛОДООВОЧЕВИХ ГОСПОДАРСТВ

Ю. М. Кузнєцов, М. М. Поліщук

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», Україна.

Кореспонденція авторів: info@zsmok.kiev.ua, borchiv@ukr.net.

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

Бібл. 7, рис. 5, табл. 0.

Анотація. В статті запропоновані нові конструкції мобільних роботів довільної орієнтації в просторі. Викладені описи патентованих пристроїв і математичних моделей крокуючих роботів. Відмінність конструкцій роботів полягає в можливості переміщення робота по поверхнях довільної орієнтації в різних системах координат. Запропоновані технічні розв'язки засновані на принципах нагромадження й перетворення енергії руху й інтеграції приводів переміщення робота в просторі. Дані принципи синтезу мобільних роботів дозволяють зменшити їхню сумарну потужність і забезпечити універсальність їх застосування до різних систем координат, де орієнтація власне об'єктів обслуговування, від дерев до плодово-ягідних культур, апіорі не визначена.

Ключові слова: мобільні роботи, крокуючі механізми, роботи вертикального переміщення, педипулятори.

Постановка проблеми

В умовах четвертої промислової революції «Індустрія 4.0» [1] з орієнтацією на штучний інтелект і повну автоматизацію із застосуванням робототехнічних систем, проблема роботизації сільського господарства здобуває особливу актуальність. Це притаманно не тільки умовам агропромислових комплексів, де має місце впровадження класичних засобів автоматизації, але й сільському господарству в цілому, коли гостроактуальна проблема заміни ручної праці, особливо в періоди сезонних робіт збору врожаю, наприклад, овочевих і плодово-ягідних культур, на сьогоднішній день практично нерозв'язна.

Аналіз останніх досліджень

Дослідження зі створення роботів довільної орієнтації в просторі почалися в останньому десятилітті ХХ століття в країнах Західної Європи, Японії, США, Кореї, Китаї й Росії. На жаль, на території країн СНД і України дотепер відсутні

промислові зразки мобільних роботів довільної орієнтації сільськогосподарського призначення.

Відомі експериментальні зразки мобільних роботів [2] оснащені пристроями втримання їх на поверхнях довільної орієнтації, однак обмежені видом систем координат.

Моделі роботів [3, 4] дозволяють обслуговувати об'єкти в циліндричній системі координат, зокрема, такі об'єкти як дерева, у тому числі й плодови.

Крім того мобільний робот повинен працювати й в ангулярній системі координат, що властива людині. Таким чином, проблема синтезу мобільних роботів, здатних виконувати технологічні операції в просторі довільної орієнтації, є актуальною.

Мета досліджень

Запропоновані дослідження мають за мету створення конструкцій мобільних роботів довільної орієнтації на основі математичного та 3D – моделювання з наступним переходом до створення інженерних методик розрахунків їх конструктивно-технологічних параметрів.

Результати досліджень

Розроблені нові конструкції мобільних роботів засновані на принципі нагромадження потенціальної енергії й перетворення її в кінетичну енергію руху та принципу інтеграції приводів переміщення й зміни орієнтації робота згідно із заданим маршрутом не залежно від типу системи координат виробничого простору.

З метою ілюстрації вказаних принципів синтезу розглянемо їхні моделі й проектні реалізації роботів довільної орієнтації.

На рис. 1 показаний мобільний робот [5], що реалізує перший з вище зазначених принципів, тобто робот, що має здатність нагромадження потенціальної енергії на кожному попередньому кроці й перетворення її в кінетичну енергію руху на кожному наступному кроці переміщення.

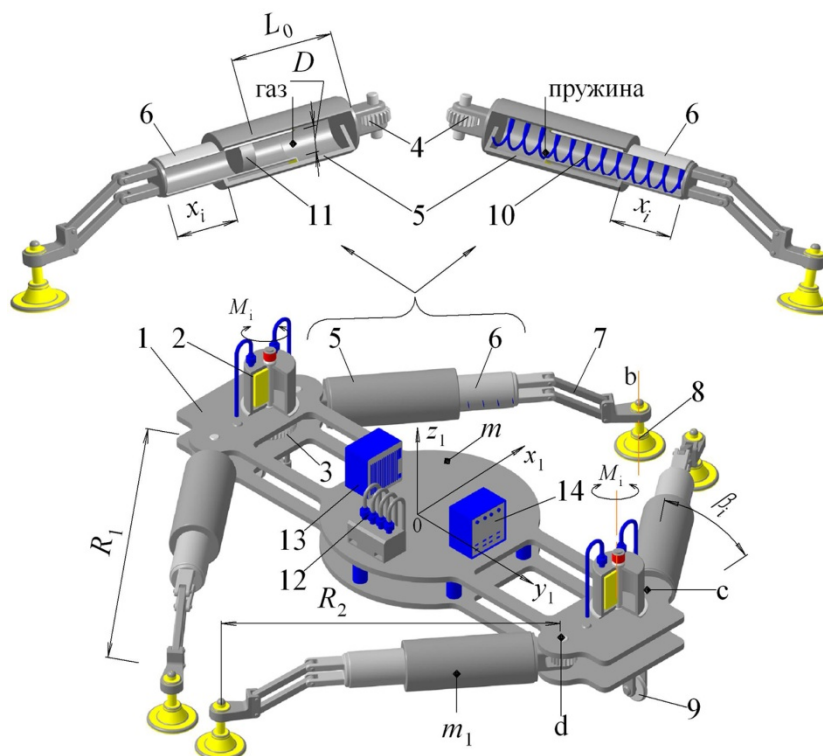


Рис. 1. Модель робота з модулями нагромадження і перетворення енергії.

На корпусі 1 робота встановлені поворотні пневматичні приводи 2, з'єднані через зубчасту трансмісію 3 і 4 з педипуляторами – крокуючими механізмами, виконаними у вигляді телескопічних циліндрів 5 і 6, і з'єднаними шарнірними паралелограмами 7 із захватами 8 для зчеплення з поверхнею переміщення робота. Для подолання перешкод на поверхні переміщення робот додатково оснащений опорами кочення 9.

На рис. 1 показано два варіанти виконання педипуляторів: з модулем нагромадження енергії у вигляді пружин 10 та інший варіант, з газовим накопичувачем енергії, утвореним циліндром 5 і поршнем 11. Також робот оснащений пневматичними розподільниками 12, модулем енергопостачання 13 і блоком керування 14.

При зчепленні захватів 8 з поверхнею переміщення приводи 2 повертають педипулятори робота навколо осей «б», стискаючи пружні елементи: або пружини 10, або газ у камері 5 залежно від варіанта виконання. Внаслідок такого стиснення на ділянці повороту педипуляторів на кут $0 \leq \beta \leq 45^\circ$ відбувається нагромадження потенційної енергії за період першої половини кроку, а на другій половині кроку $45^\circ \leq \beta \leq 90^\circ$ зазначені елементи, розтискаючись, перетворюють потенційну енергію стиску в кінетичну енергію руху робота.

Якщо для нагромадження потенційної енергії використовується пружина з певним модулем Юнга (рис. 1, поз. 10), то сила пружного елемента педипулятора складе

$$J = P_{\min} + jR_2 \left(1 - \frac{\cos 45^\circ}{\cos(45^\circ - \beta)} \right); \quad 0 \leq \beta \leq 90^\circ, \quad (1)$$

де: $P_{\min}$ – попереднє стиснення і j – жорсткість пружного елемента для нагромадження потенційної енергії, що визначається модулем пружності матеріалу (сталі) для виготовлення вказаного елемента; R_2 – радіус (початкова довжина) ноги робота.

У випадку нагромадження потенційної енергії за допомогою стиснення газу в циліндрі 5 (рис. 1), сила J пружного елемента (газу) визначається за формулою:

$$J = p \frac{\pi D^2}{4} - p_a \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi D^2}{4} \left(p_o \frac{L_o}{L_o - x} - p_a \right); \quad 0 \leq \beta \leq 90^\circ, \quad (2)$$

$$x = R_2 \left(1 - \frac{\cos 45^\circ}{\cos(45^\circ - \beta)} \right); \quad L_o = \frac{p_{\max} x_{\max}}{p_{\max} - p_o}$$

де: D – внутрішній діаметр газової камери; p_o , p_a , $p_{\max}$ – відповідно поточний, атмосферний і максимальний тиск у камері; L_o – робоча довжина камери; x , $x_{\max}$ – відповідно поточне й максимальне стиснення пружного елемента, в даному випадку стислого повітря.

Розглянутий мобільний робот призначений для переміщення вантажів невеликої ваги, приблизно масою 25...30 кг, і виконання технологічних операцій з невеликими зусиллями. Коли ж потрібна більша вантажопідйомність мобільного робота, то рекомендується конструкція, представлена на рис. 2. Крокуючі механізми даного робота (педипулятори) виконані у вигляді шарнірних паралелограмів із приводами від гідравлічних циліндрів. Як видно на рис. 2 по діагоналі корпуса робота розміщено дві ноги з газовими циліндрами й дві ноги із приводами повороту [6].

Коли одна пара ніг робота – його педипулятори з газовими циліндрами зчеплені з поверхнею пересування за допомогою захватів, а друга пара ніг із приводами повороту не зчеплена з поверхнею руху,

те електричні двигуни по показаній зубчастій рейці переміщують робот у напрямку осі Y. Одночасно із цим рухом електричні двигуни через не самогальмуючу гвинтову передачу забезпечують поступальний рух поршня газового циліндра, в наслідок чого відбувається стиск газу в зазначеному циліндрі й накопичення потенційної енергії стисненого газу.

Після відключення першої пари захватів і включення іншої пари захватів, стиснений газ у газових камерах розширюється, за рахунок чого відбувається зворотній рух поршня газової камери, що призводить до перетворення потенційної енергії в кінетичну енергію руху робота, але вже при виключених електричних двигунах. Такий спосіб руху робота дозволяє заощаджувати енергію автономного джерела живлення, яке завжди має обмежений ресурс. На рис. 2 показані всі можливі рухи робота в системі координат XYZ. Ці рухи включають три поступальні переміщення S_x , S_y , S_z і два поворотні рухи $\pm\alpha$ і $\pm\beta$. У підсумку робот має п'ять ступенів свободи, що досить для виконання будь-яких сільськогосподарських операцій на поверхнях довільної орієнтації.

За результатами моделювання отримані графоаналітичні залежності рис. 3, що відображають зміни довжини L газової камери (а) і зміни її діаметра D (б) залежно від величини максимального тиску p_{max} ($k=p_{max}/p_a$). Надані графіки можуть бути безпосередньо використані у якості номограм при проектуванні мобільного робота з газовим накопичувачем потенційної енергії та перетворення її в кінетичну енергію руху.

Таким чином, розглянуті принципово нові конструкції роботів дозволяють шляхом накопичення та перетворення енергії руху підвищити енергетичну ефективність мобільних роботів довільної орієнтації у просторі, бо саме цьому типу роботів притаманне використання автономних джерел живлення, ресурс котрих завжди обмежений.

З метою зниження гравітаційного навантаження шляхом зменшення маси робота та одночасного забезпечення інваріантності до систем координат виробничого простору запропоновано принцип інтеграції приводів переміщення. Відомо, що в Декартові системі координат ми маємо шість ступенів свободи — три поступальних й три обертових, кожному з яких згідно із класичними розв'язками відповідає автономний привод. Пропонована на рис. 4 технічна реалізація даного принципу виключає необхідність використання приводів по кожній з координатних осей [7].

Для цього робот оснащений *гнучкими* крокуючими механізмами 2, установленими на корпусі 1. Кожна пара педипуляторів через зубчасті трансмісії 3 постачена електроприводами 4. Захвати 5 утримують робот на поверхні переміщення, а приводи повороту 6 погоджують положення захватів відносно поверхні переміщення. На платформі робота також розміщений модуль 7 енергетичного забезпечення, генератор 8 тиску газу або рідини, а також контролер керування 9.

Педипулятори робота виконані у вигляді набору напівсферичних кілець, зібраних у пакет пружним елементом, а всередині пакета кілець розміщені *гофровані* трубопроводи під різним тиском p_1 і p_2 . Завдяки такій схемі педипуляторів робот має здатність працювати в різних системах координат (прямокутної Декартові, сферичній й циліндричній) без додаткових приводів по кожній координатній осі. У кожній нозі робота у вертикальній і горизонтальній площинах розміщені по два гофровані трубопроводи з відповідними тисками p_1 , p_2 і p_3 , p_4 . Внаслідок дії цих тисків на торці кожного трубопроводу виникають сили F_i :

$$F_1 = p_1 \frac{\pi d^2}{4}; F_2 = p_2 \frac{\pi d^2}{4}; F_3 = p_3 \frac{\pi d^2}{4}; F_4 = p_4 \frac{\pi d^2}{4}, \quad (3)$$

де d — внутрішній діаметр торця гофрованих трубопроводів.

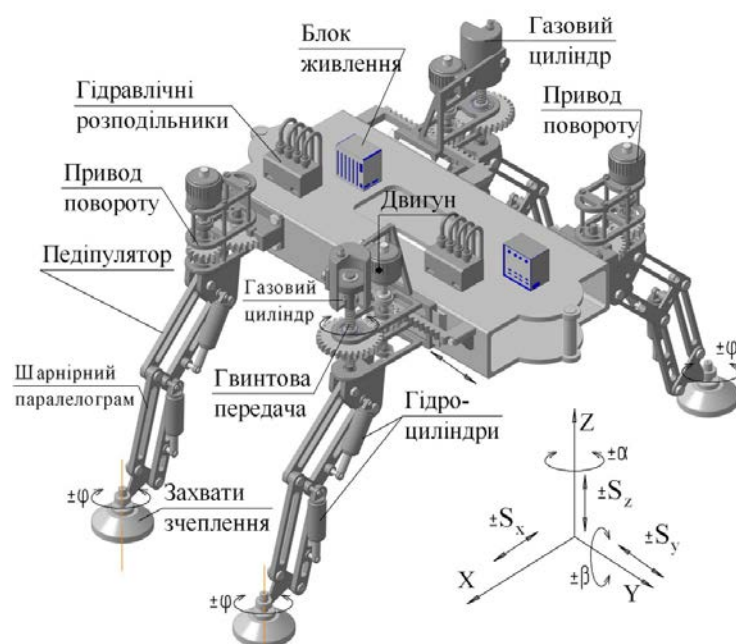


Рис. 2. Крокуючий мобільний робот сільськогосподарського призначення.

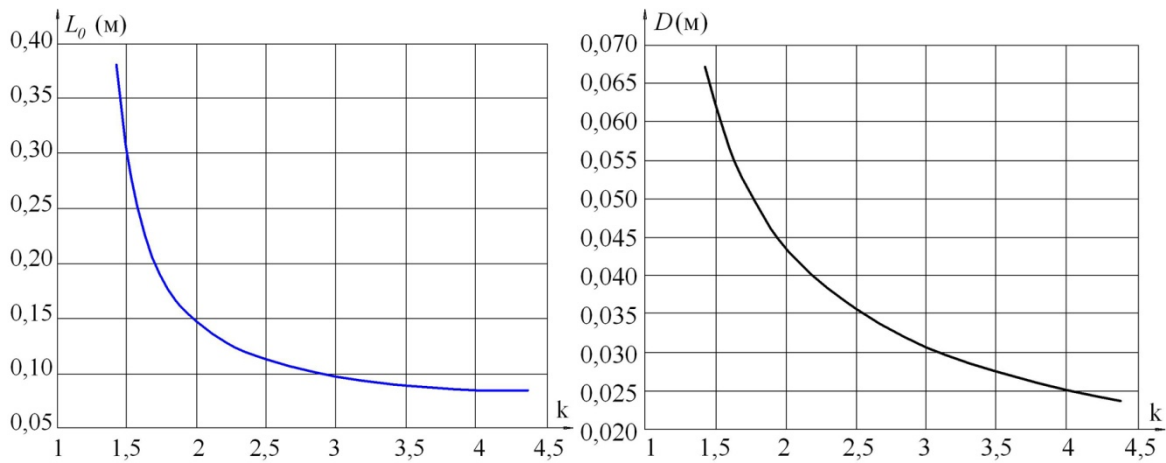


Рис. 3. Графіки зміни довжини L_0 (а) і діаметра D (б) газової камери залежно від величини максимального тиску p_{max} ($k = p_{max}/p_a$).

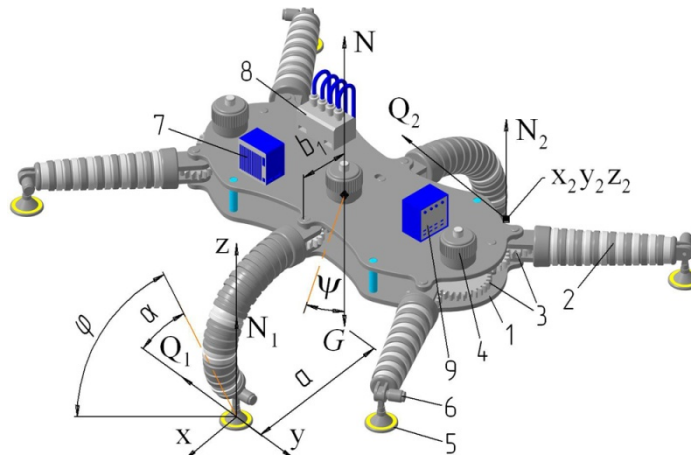


Рис. 4. Мобільний робот з гнучкими підпіюляторами.

Оскільки осі трубопроводів зміщені відносно осі підпіюлятора на ексцентриситет e , то виникають моменти M_1 і M_2 , які, згинаючи ногу робота по певному радіусу, здійснюють орієнтацію робота в просторі:

$$M_1 = \frac{\pi d^2}{4} (p_1 - p_2) e; \quad M_2 = \frac{\pi d^2}{4} (p_3 - p_4) e, \quad (4)$$

де: e – ексцентриситет зміщення осей гофрованих трубопроводів в одній із площин систем координат.

Для надійного утримання робота на поверхні переміщення довільної орієнтації необхідно встановити взаємозв'язок між припустимим технологічним навантаженням і сил зчеплення його ніг з поверхнею переміщення. Із цією метою розглянемо критичний випадок, коли робот опирається тільки на дві ноги, як це показано на рис. 4. Склавши систему рівнянь рівноваги на основі принципу Германа – Ейлера – Д'Аламбера, запис яких для стислості викладення тут опускаємо, знаходимо відповідні сили реакцій N_i і сили тертя Q_i зчеплення ніг робота з поверхнею переміщення, а саме (див. рис. 4):

$$N_2 = Q_2 + a_3 G - b_3 N; \quad Q_{2y} = d_3 G + h_3 N, \quad (5)$$

де для компактності запису позначено:

$$a_3 = \frac{d_1 b_2 - b_1 d_2}{\Delta}; \quad b_3 = \frac{b_2 h_1 + b_1 h_2}{\Delta};$$

$$d_1 = y_c \cos \alpha - z_c \sin \alpha; \quad b_2 = x_2 \cos(\varphi - \alpha); \quad d_3 = \frac{d_2 a_1 - d_1 a_2}{\Delta}; \quad h_3 = \frac{h_2 a_1 + a_2 h_1}{\Delta}$$

$$a_1 = y_2 \cos(\varphi - \alpha) + z_2 \sin(\varphi - \alpha); \quad a_2 = -x_2 \sin(\varphi - \alpha); \quad d_2 = x_c \sin \alpha; \\ h_1 = y_c \cos \psi + z_c \sin \psi; \quad b_1 = y_2 \sin(\varphi - \alpha) - z_2 \cos(\varphi - \alpha); \quad h_2 = x_c \sin \psi;$$

$\Delta = a_1 b_2 - b_1 a_2$; x_2, y_2, z_2 – координати точки контакту другої ноги робота з поверхнею переміщення; x_c, y_c, z_c – координати центру ваги робота; α, φ – кути нахилу до обр'їзу поверхонь, на які опираються ноги робота; ψ – кут нахилу центральної осі робота, що проходить через його центр ваги G .

Потім з вище означеної системи рівнянь рівноваги (яких достатньо, оскільки робот не рухається, коли виконує технологічну операцію) знаходимо інші невідомі реакції й сили тертя (див. рис. 4):

$$N_1 = Q_1 + G a_4 - N h_4; \quad Q_{1y} = G h_5 + N h_6, \quad (6)$$

де також позначено:

$$a_4 = \cos \alpha - a_3 \cos(\varphi - \alpha) - d_3 \sin(\varphi - \alpha); \quad h_4 = \cos \psi - b_3 \cos(\varphi - \alpha) + h_3 \sin(\varphi - \alpha); \\ h_5 = \sin \alpha - d_3 \cos(\varphi - \alpha) + a_3 \sin(\varphi - \alpha); \quad h_6 = \sin \psi - h_3 \cos(\varphi - \alpha) - b_3 \sin(\varphi - \alpha)$$

Для стійкості робота при технологічному навантаженні сили тертя кожної його ноги не повинні перевищувати граничних значень:

$$Q_{1y} < \mu N_1; \quad Q_{2y} < \mu N_2; \quad N_1 > 0; \quad N_2 > 0, \quad (7)$$

де μ – коефіцієнт тертя зчеплення ноги робота з поверхнею переміщення.

Підставивши в умови (7) вираження вище знайдених реакцій сил знаходимо обмеження технологічного навантаження робота з обліком діючих на нього сил:

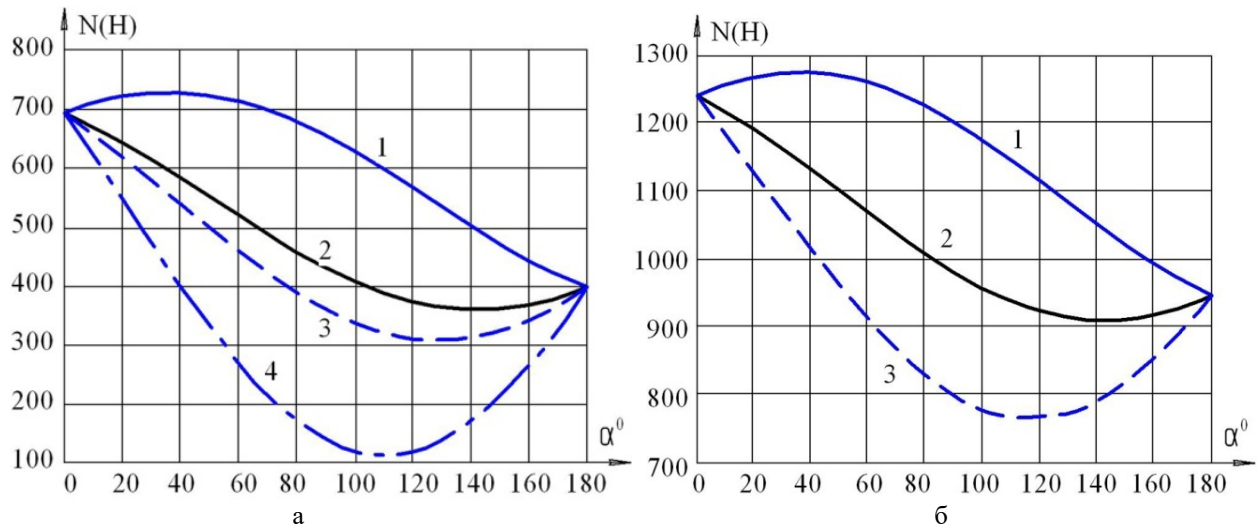


Рис. 5. Графіки граничних значень технологічного зусилля N робота залежно від кута α нахилу до обрію: а – опора на дві ноги; б – опора на чотири ноги.

$$N_1 > 0 \Rightarrow N < \frac{Q_1 + Ga_4}{h_4}; \quad N_2 > 0 \Rightarrow N < \frac{Q_2 + Ga_3}{b_3}; \quad (8)$$

$$N < \frac{\mu Q_2 + G(\mu a_3 - d_3)}{h_3 + \mu b_3}; \quad N < \frac{\mu Q_1 + G(\mu a_4 - h_5)}{h_6 + \mu h_4}$$

Граничне технологічне навантаження робота визначає найбільше значення реакції N сили технологічної операції, що відповідає умовам (8).

Ці умови є критеріями визначення екстремального технологічного навантаження мобільного робота.

У результаті моделювання отримані граничні значення навантаження при опорі робота на дві ноги (рис. 5, а): криві 1 і 2 визначають стан відриву від поверхні переміщення відповідно першої й другої ніг робота, а криві 3 і 4 – відповідно початок проковзування зазначених ніг робота.

При опорі робота на чотири ноги (рис. 5, б), де крива 1 відповідає умові $N_1 > 0$, крива 2 умові $N_2 > 0$, тобто ноги робота не відриваються від поверхні переміщення, а крива 3 відповідає умові відсутності проковзування ніг робота.

Отримані залежності дозволяють проектувати пристрої зчеплення робота з поверхнею переміщення залежно від граничних значень технологічних навантажень, а також обирати відповідне до вище вказаних обмежень технологічне оснащення мобільного робота залежно від його виробничого призначення.

Таким чином, реалізація другого принципу синтезу, надає можливість досягати довільної орієнтації крокуючого мобільного робота в різних робочих просторах: прямокутної Декартові, сферичної й циліндричної систем координат.

Цей ефект забезпечує розширення технологічних можливостей робота, що суттєво для мобільних роботів сільськогосподарського призначення, де орієнтація власне об'єктів обслуговування, від дерев до плодово-ягідних культур, априорі не визначена.

Висновки

1. Реалізація принципу накопичення потенціальної енергії та перетворення її в кінетичну енергію руху дозволяє збільшити ресурс автономних джерел живлення мобільних роботів за рахунок заощадження енергії, що витрачається на приводи руху робота.

2. Принцип інтеграції приводів надає можливість мобільному роботу працювати в різноманітних системах координат, що суттєво для обслуговування таких об'єктів сільського господарства, як плодіві дерева, кущі та їм подібних, для яких притаманна невизначеність їх орієнтації у просторі.

3. Реалізація пропонованих принципів синтезу мобільних роботів і заснованих на цих принципах інженерних методик проектування дозволить створити досить ефективні засоби автоматизації сільського господарства в різних секторах садівництва й плодовоовочевих господарств.

Список літератури

1. Кузнецов Ю. Н. Вызовы четвертой промышленной революции «Индустрия 4.0» перед учеными Украины. Вестник ХНТУ, Херсон, №2 (61), 2017. С. 67–75.
2. Developments in wall climbing robots: a review. International journal of engineering research and general science. Volume 2, issue 3, April-May 2014. P. 37.
3. Tin Lun Lam, Yangsheng Xu. Tree Climbing Robot: Design, Kinematics and Motion Planning. Springer Heidelberg. New York. 2012. P. 37–46.
4. Saunders A., Goldman D.I, Full R.J. and Buehler M. The RiSE Climbing Robot: Body and Leg Design. Boston Dynamics, Unmanned Systems Technology VIII. Proc. of SPIE. 2005. P. 13.
5. Yampolskiy L., Polishchuk M. and Persikov V. Method and Device for Movement of Pedipulators of Walking Robot. Patent UA 111021. 2016.

6. Заявка № а201807976 на выдачу патенту України UA МПК B62D 57/032. Крокуючий мобільний робот Кузнецова – Поліщука; заявлено 18.07.2018. Київ. Укрпатент, 2018. 25 с.

7. Polishchuk Mikhail, Opashnianskyi Mark, Suyazov Nikita. Walking Mobile Robot of Arbitrary Orientation. International Journal of Engineering and Manufacturing, 2018, Vol. 8, No 3. P. 1–11.

References

1. Kuznetsov, Y. N. (2017). The challenges of the fourth industrial revolution "Industry 4.0", the scientists of Ukraine. Bulletin of KnTU. Kherson. No 2 (61), 67-75.

2. *Developments* in wall climbing robots: a review. (2014). International journal of engineering research and general science. Volume 2, issue 3, April-May 37.

3. Tin Lun Lam, Yangsheng Xu. (2012). Tree Climbing Robot: Design, Kinematics and Motion Planning. Springer Heidelberg. New York. 37-46.

4. Saundersa, A., Goldmanb, D.I, Fullb, R.J. and Buehlera, M. (2005). The RiSE Climbing Robot: Body and Leg Design. Boston Dynamics, Unmanned Systems Technology VIII. Proc. of SPIE. 13.

5. Yampolskiy, L., Polishchuk, M., Persikov, V. (2016). Method and Device for Movement of Pedipulators of Walking Robot. Patent UA 111021.

6. Application. (2018). No. а201807976 for a patent of Ukraine EN IPC B62D 57/032. Walking mobile robot Kuznetsov – Polishchuk declared 18.07.2018. Kiev. Ukrpatent, 25.

7. Polishchuk, Mikhail, Opashnianskyi, Mark, Suyazov, Nikita. (2018). Walking Mobile Robot of Arbitrary Orientation. International Journal of Engineering and Manufacturing, Vol. 8, No 3. 1-11.

MOBILE ROBOTS FOR FRUIT AND VEGETABLE FARMS

Kuznetsov Yu. N., Polishchuk M. N.

Abstract. New constructions of mobile robots of arbitrary orientation are proposed. Described are patented devices and mathematical models of robots. The difference between robot designs is the ability to move the robot through surfaces of arbitrary orientation in different coordinate systems. The proposed technical solutions are based on the principles of accumulation and conversion of energy of motion and integration of drives for moving the robot in the technological space. These principles of the synthesis of mobile robots can reduce their overall weight and ensure the universality of their applicability to different coordinate systems, where the orientation of actual objects of service, from trees to fruit and berry crops, is not determined a priori.

Key words: mobile robots, walking mechanisms, robots of vertical movement, pedipulators.

МОБИЛЬНЫЕ РОБОТЫ ДЛЯ ПЛОДОВООЩНЫХ ХОЗЯЙСТВ

Ю. Н. Кузнецов, М. Н. Полищук

Аннотация. В работе предложены новые конструкции мобильных роботов произвольной ориентации в пространстве. Изложены описания патентованных устройств и математических моделей шагающих роботов. Отличие конструкций роботов состоит в возможности перемещения робота по поверхностям произвольной ориентации в различных системах координат. Предложенные технические решения основаны на принципах накопления и преобразования энергии движения и интеграции приводов перемещения робота в пространстве. Данные принципы синтеза мобильных роботов позволяют уменьшить их суммарную мощность и обеспечить универсальность их применимости к различным системам координат, где ориентация собственно объектов обслуживания, от деревьев до плодово-ягодных культур, априори не определена.

Ключевые слова: мобильные роботы, шагающие механизмы, роботы вертикального перемещения, педипуляторы.

УДК 631.315:629.783:525

УДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕСІВ МІСЦЕВИЗНАЧЕНОЇ СІВБИ ЗЕРНОВИХ КУЛЬТУР

Л. В. Анісевич

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Кореспонденція автора: l-anisk@meta.ua.

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

Бібл. 3, рис. 6, табл. 0.

Анотація. Проведено аналіз моделі функціонування машини для місцевизначеної сівби зернових культур, який дозволив визначити раціональні значення структури та параметрів керуючої дії бортового комп'ютера. Рекомендовано додати до програмного забезпечення бортового комп'ютера можливості оперативного введення часу затримки, яка обумовлена проходженням насіння по насіннепроводу.

Ключові слова: місцевизначена сівба, карт-технологія, модель функціонування, імітаційне моделювання.

Постановка проблеми

На сучасному етапі розвитку сільськогосподарської техніки і спеціалізованого обладнання при виробництві продукції рослинництва широкого застосування набули технології точного землеробства (ТЗ) [1], зокрема місцевизначена сівба зернових культур.

Аналіз останніх досліджень

Така сівба виконується посівними машинами до яких висувається вимога максимально точного виконання заздалегідь складеного (для карт-технології) режиму зміни щільності розподілу насіння по площі поля.

В цьому випадку посівна машина одночасно з традиційними задачами дотримання агротехнічних вимог до сівби тієї або іншої культури, повинна ще виконувати задачі реалізації електронних картограм-завдань сівби, які синтезовані на підставі алгоритмів оптимального співвідношення між агробіологічним потенціалом елементарних ділянок поля і нормою сівби. Схема формування і реалізації картограм-завдань на сівбу представлена на рис. 1.

Для реалізації процесу сівби за карт-технологією, на першому етапі необхідно сформулювати картограму сівби. Як правило, така картограма базується на інформації про урожайність культури попереднього року сільськогосподарських робіт та даних моніторингу фізико-механічних та агрохімічних параметрів ґрунту. На підставі цієї інформації та на

базі агрономічних знань, історичних відомостей про поле (як і чим ореється, сівозміни, рельєф тощо) і алгоритмів взаємозв'язку між місцевизначеними параметрами поля за допомогою відповідного програмного забезпечення випрацьовується електронна картограма сівби.

Мета досліджень

Провести аналіз моделі функціонування машини для місцевизначеної сівби зернових культур, який дозволив би визначити раціональні значення структури та параметрів керуючої дії бортового комп'ютера.

Результати досліджень

Електронна картограма сівби стає практичною основою для управління механізованими процесами сівби. Під час сівби інформація від картограми-завдання зчитується і обробляється програмним забезпеченням бортового комп'ютера, в який закладена модель функціонування дозатора висівної системи сівалки. У відповідності до інформації від картограми-завдання і координат місцезнаходження МТА в полі, випрацьовується сигнал управління, який поступає на регулятор норми сівби. Датчик інтенсивності потоку насіння контролює дійсну норму сівби і передає інформацію у вигляді зворотного зв'язку на задатчик інтенсивності потоку насіння.

На даний час, метод карт-технології найбільш широко застосовується при виконанні польових механізованих робіт. Цю технологію можна інтерпретувати як систему з жорстким ладнанням в якій реалізується інформація щодо схеми внесення ТМ по заздалегідь складеному плану (картограмі) для реалізації якого не використовується поточна інформація про стан поля на момент виконання технологічної операції.

Крім того, за певних умов агробіологічного стану поля виникає необхідність повного відключення частини висівних систем (рис. 2) для виконання заданого плану сівби.

Для утворення регульованої щільності $\lambda(S)$ розподілу насіння по площі поля, а разом з цим і інтенсивності потоку насіння від висівного апарата $\lambda(t)$ необхідно мати програмно-апаратний комплекс спеціалізованого обладнання (рис. 3).

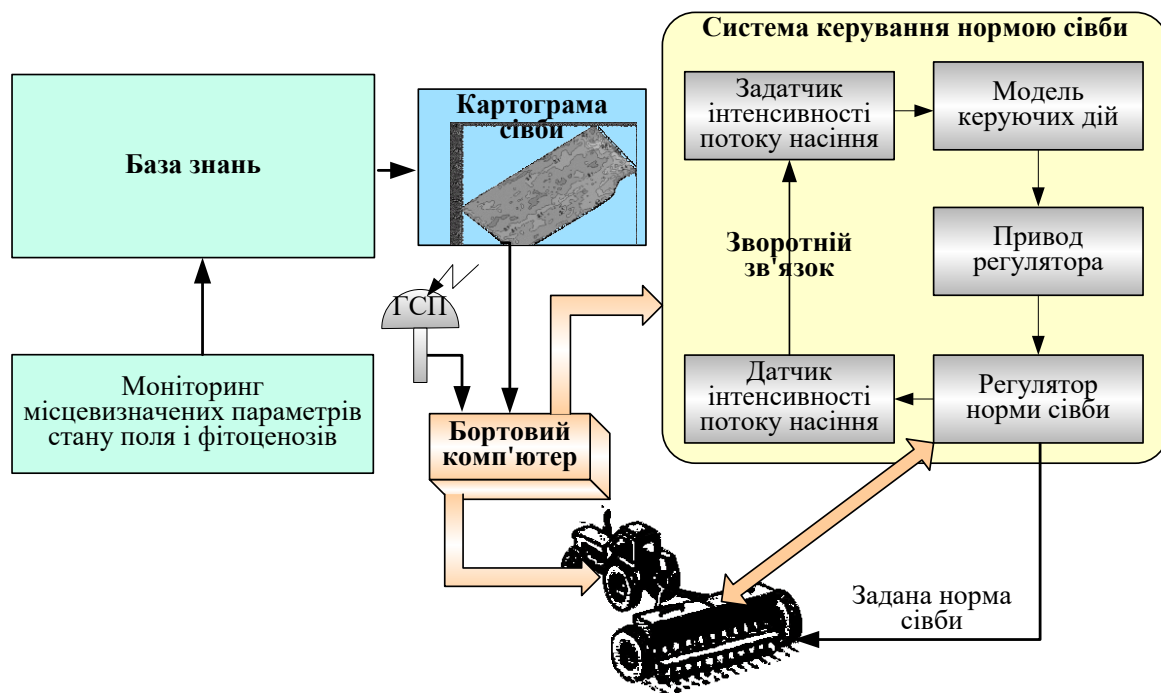


Рис. 1. Схема реалізації карт-технології на прикладі місцевизначеної сівби зернових культур.

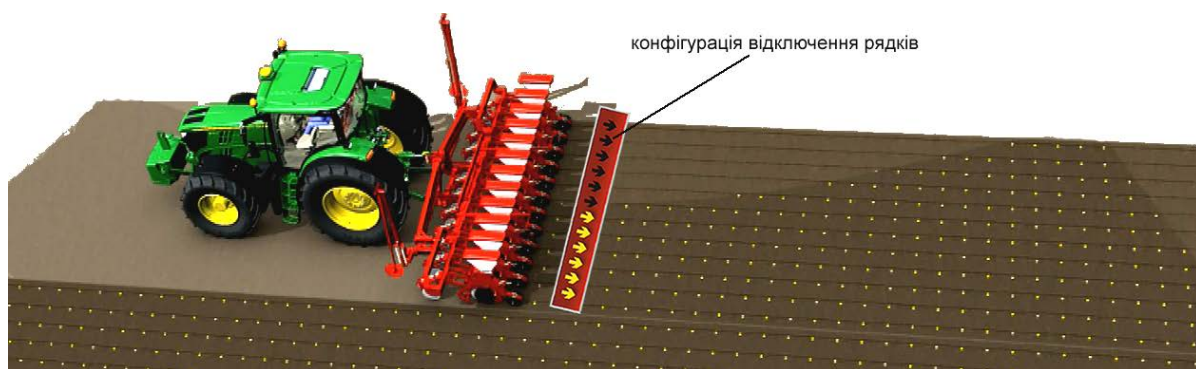


Рис. 2. Місцевизначена сівба з можливим варіантом відключення висіву насіння в рядках.

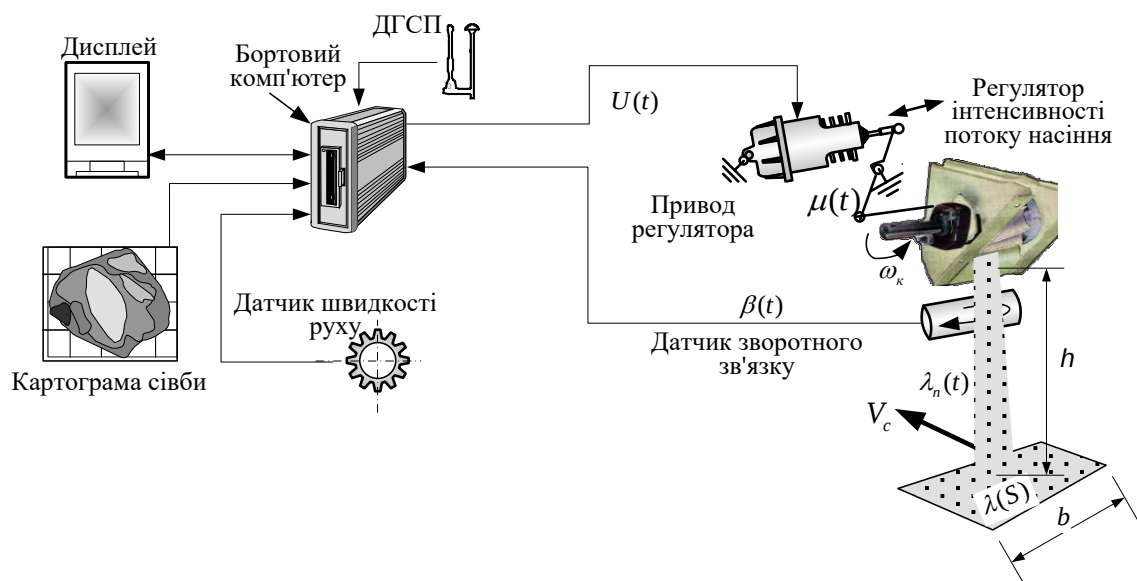


Рис. 3. Схема обладнання для керування щільністю розподілу насіння по площі поля.

Наприклад, для зернової сівалки (типу Астра СЗ-3,6А) регулювання норми сівби під час робочого процесу можливо здійснювати зміною частоти обертання вала катушок висівних апаратів або шляхом зміни робочої довжини катушок. Останнє є більш простішим варіантом реалізації змінних норм сівби, тому що в цьому випадку базова конструкція сівалки потребує мінімальних змін. Функції обчислення інформації, що надходить від приймача диференціальної глобальної системи позиціонування (ДГСП), картограми-завдання на сівбу, датчиків кінематичного режиму руху МТА та датчика інтенсивності зернового потоку (зворотного зв'язку) бере на себе бортовий комп'ютер, що має слот для магнітної картки з електронною картою сівби та можливість видачі інформації на дисплей для її графічного представлення.

Система змінних норм сівби повинна функціонувати таким чином, щоб різниця між заданою і дійсною нормами дорівнювала нулю.

Виконання технологічного процесу сівби у відповідності до картограми-завдання необхідно проводити в реальному часі і із заданою точністю. Причому, виконання додаткових вимог по забезпеченню змінних норм сівби не повинно тягнути за собою погіршення якості роботи сівалки за звичайною технологією. Наприклад, при сівбі важливо закласти насіння на задану глибину і рівномірно розподілити по площі живлення відповідно до агрономічних, але із заданою щільністю і без зниження загальної продуктивності МТА.

Щільність $\lambda(S)$ розподілу насіння по площі живлення S визначається співвідношенням:

$$\lambda(S) = \frac{\lambda_n(t)}{bV_c}, \quad (1)$$

де $\lambda_n(t)$ – необхідна інтенсивність потоку насіння від висівного апарату;

b – ширина міжрядь;

V_c – робоча швидкість руху.

Точність реалізації необхідної щільності розподілу насіння по площі поля за місцевизначеною технологією залежить від великої кількості факторів, починаючи з точності реєстрації параметрів поля і побудови базових картограм та самої картограми сівби і закінчуючи якістю роботи бортового обладнання МТА. Але в першу чергу необхідно обґрунтувати параметри дозуючої системи сівалки, як динамічного об'єкту регулювання з вихідним параметром $\lambda_n(t)$. Тобто, з точки зору аналізу функціонування посівної машини в СТЗ як дозатора, точність реалізації плану сівби є похідною величиною від якості та усталеності роботи системи регулювання інтенсивністю потоку насіння.

Якість роботи системи регулювання інтенсивністю потоку насіння сівалки обумовлена статичною та динамічною похибками регулювання, а також тривалістю перехідних процесів і її можливо оцінити по інтегралу квадрата відхилень дійсної $\lambda(t)$ інтенсивності потоку насіння від необхідної $\lambda_n(t)$:

$$I = \int [(\lambda(t) - \lambda_n(t))^2] dt, \quad (2)$$

Точність місцевизначення посівного агрегату обумовлена, в основному, обчислювальними можливостями ДГСП-приймача. Оцінки визначення координат МТА в полі, що ідуть від ДГСП-приймача, оцінка швидкості руху МТА разом з оцінкою дійсної інтенсивності потоку насіння датчиком зворотного зв'язку $\beta(t)$, а також інформація від картограми сівби необхідні для випрацювання сигналу керування $U(t)$. Бортовий комп'ютер, привод регулятора, регулятор інтенсивності потоку насіння та датчик контролю інтенсивності потоку утворюють замкнену динамічну систему регулювання.

Висівний апарат забезпечує інтенсивність потоку насіння $\lambda(t)$:

$$\lambda(t) = K_{va} \mu(t), \quad (3)$$

де $\mu(t) = \mu L(t)$;

μ – номінальна питома продуктивність висівного апарату;

$L(t)$ – величина робочої довжини катушки висівного апарату;

$K_{va} = \bar{K}_{va}(1 + \Delta\bar{K}_{va} + \xi_{va})$, – коефіцієнт передачі;

$\bar{K}_{va}$ – номінальне значення коефіцієнту передачі;

$\Delta\bar{K}_{va}$ – систематичне відносне відхилення коефіцієнту передачі;

ξ_{va} – випадкові відносні відхилення коефіцієнту передачі.

Конструкція приводу регулятора інтенсивності потоку насіння залежить від конструкції посівної машини в загальному і типа висівної системи зокрема. В якості механізму приводу регулятора інтенсивності потоку насіння можливо використовувати пневмо- або гідроциліндри, електродвигуни з редукторами, магнітні виконуючі пристрої тощо. В загальному, більшість з таких пристроїв відноситься до позиційних приводів і їх модель описується диференціальним рівнянням із сталими коефіцієнтами [2]:

$$T_p^2 \mu''(t) + D_p \mu'(t) + \mu(t) = K_p U(t), \quad (4)$$

де K_p , D_p та T_p^2 – параметри приводу регулятора;

$U(t)$ – керуюча дія.

Для якісного регулювання інтенсивністю потоку ТМ необхідно, щоб система мала зворотній зв'язок по величині інтенсивності потоку насіння. Датчик, що контролює інтенсивність вихідного потоку насіння, має вихідний сигнал $\beta(t)$, а його модель описується рівнянням аперіодичної ланки [3]:

$$T_d \beta'(t) + \beta(t) = K_d \lambda(t), \quad (5)$$

де T_d – стала часу датчика;

$K_d = \bar{K}_d(1 + \Delta\bar{K}_d + \xi_d)$ – коефіцієнт передачі датчика;

$\bar{K}_d$ – номінальне значення коефіцієнту передачі;

$\Delta \bar{K}_d$ – систематичне відносне відхилення коефіцієнту передачі датчика;

ξ_d – випадкові відносні відхилення коефіцієнту передачі.

Рівняння (3)–(5) складають математичну модель системи керування нормою висіву насіння. Для оптимального функціонування системи керування нормою висіву насіння необхідно визначити керуючу дію $U(t)$, яку випрацьовує контролер бортового комп'ютера. Структуру та параметри $U(t)$ оберемо виходячи з умов забезпечення необхідних значень показників усталеності та якості перехідних процесів в слідкуючій системі, а також обраного рівня помилки процесу слідкування:

$$U = f[z(t)], \quad (6)$$

де $z(t) = \lambda_n(t) - \beta(t)$.

Передаточною функцією контролера бортового комп'ютера задамося у вигляді:

$$W_k = \frac{K_k}{T_k^2 p^2 + D_k p + 1}, \quad (7)$$

де K_k , D_k та T_k – параметри, що задаються програмним забезпеченням контролера, раціональні значення яких залежать від динамічних параметрів привода регулятора, регулятора інтенсивності потоку насіння і датчика інтенсивності потоку насіння.

Для випадку висівної системи сівалки СЗ-3,6А з оперативним регулюванням робочої довжини котушок висівних апаратів і приводом регулятора у вигляді механізму "електродвигун-редуктор-гвинт-важіль" з параметрами $T_p=0,1$ с; $D_p=0,8$, $K_p=3$, а також з величинами параметрів $\bar{K}_d=1,1$; $T_d=0,2$ с та $\bar{K}_{va}=0,36$, після розв'язання системи рівнянь (3)–(5), отримаємо реалізацію заданої інтенсивності потоку насіння.

Графік реалізації заданої інтенсивності потоку насіння (без оптимізації керуючої дії $U(t)$) та процес накопичення інтегралу квадрата відхилень дійсної інтенсивності потоку насіння від необхідної (1)

представлені на рис. 4. З графіку видно, що відтворення заданої (з імпульсними переходами, причому від 20-ї до 30-ї секунди – до нуля) інтенсивності потоку насіння відбувається з великою шумовою складовою, а також із запізненням в часі при переході з одного рівня інтенсивності на інший в межах до 2 секунд.

Інтеграл квадрату відхилень дійсної інтенсивності потоку насіння від необхідної склав 280 – рис. 4 б).

Шумова складова дійсної інтенсивності потоку насіння обумовлена випадковими відносними відхиленнями коефіцієнтів передачі динамічної моделі висівного апарату і датчика інтенсивності потоку насіння.

Після проведення фільтрації вихідного сигналу моделі висівного апарату і заміни стандартного датчика потоку насіння на датчик з високими динамічними характеристиками, реалізація заданої інтенсивності потоку насіння значно покращилась.

Стосовно формування норми висіву насіння в рядку, треба враховувати, що від висівного апарату до дна борозенки насіння проходить по насіннєпроводу.

При цьому насіння співударяється зі стінками насіннєпроводу і долає опір повітря, на що необхідний певний час t_3 :

$$t_3 = k \sqrt{\frac{2h}{g}} \quad (8)$$

де k – коефіцієнт, що враховує неоднозначність траєкторії проходження насіння по насіннєпроводу та опір повітря;

h – висота падіння насіння до дна борозенки.

З урахуванням операції фільтрації і застосування датчика з низьким рівнем шумів, а також з урахуванням часу запізнення t_3 , зміна норми висіву насіння у відповідності до завдання, представлена на рис. 5.

Виконання заданої норми висіву насіння покращилось, проте бажано мати систему змінних норм сіви з високими показниками точності виконання завдання.

$\lambda(t), \text{г/с}$

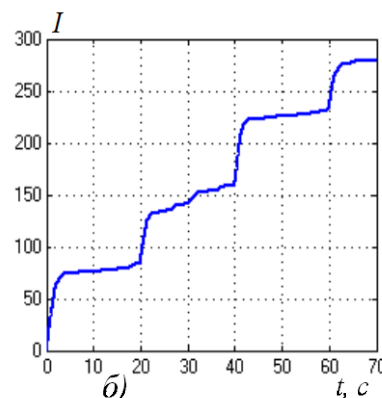
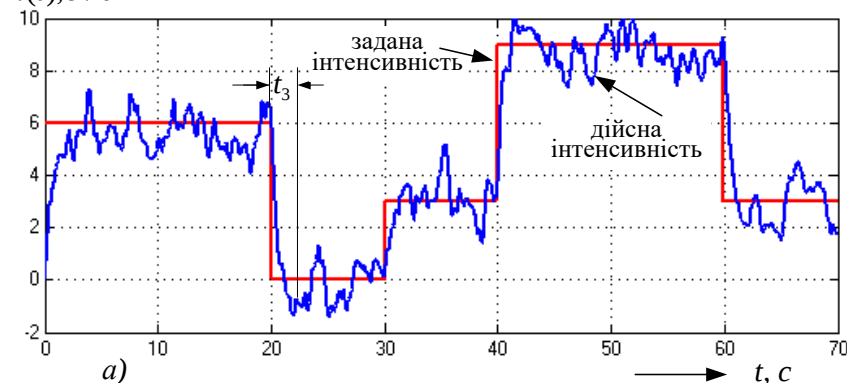


Рис. 4. Графік реалізації заданої інтенсивності потоку насіння - а) та сумарні відхилення дійсної інтенсивності потоку насіння від необхідної - б).

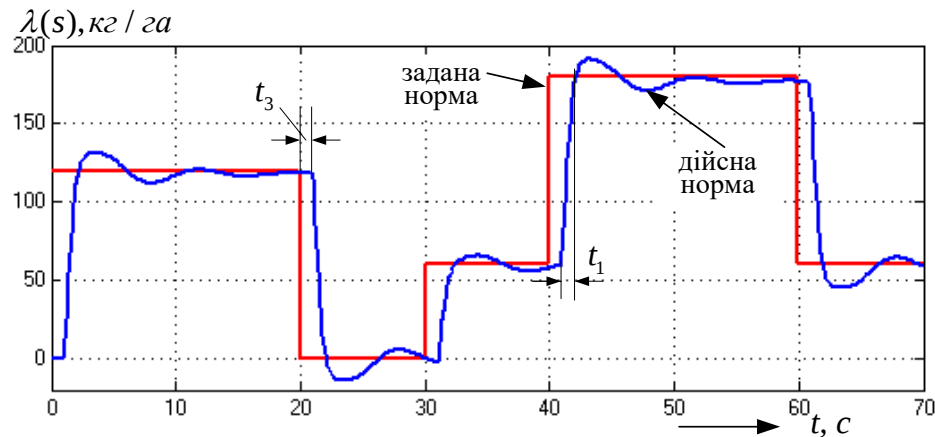


Рис. 5. Графік реалізації заданої інтенсивності потоку насіння.

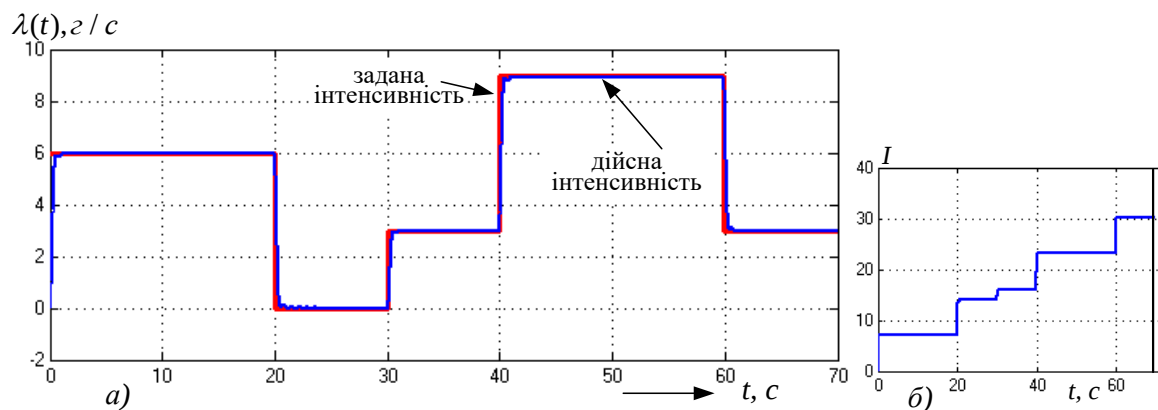


Рис. 6. Графік реалізації заданої інтенсивності потоку насіння після оптимізації керуючої дії — а) та сумарні відхилення інтенсивності потоку насіння — б).

Передусім необхідно компенсувати сумарну затримку $t_3 + t_1$ в реалізації сівби і провести оптимізацію структури керуючої дії $U(t)$ по мінімуму виразу (2).

Величина t_3 знаходиться в межах 0.5 с, а t_1 визначається виключно динамічними параметрами привода регулятора, регулятора інтенсивності потоку насіння і датчика інтенсивності потоку насіння.

Затримку в часі досить легко компенсувати шляхом повздовжнього виносу на відстань b місця розташування антени датчика ГСП від сошників:

$$b = t_3 V_c.$$

Проте, більш ефективним є надання трактористу можливості введення величини t_3 в базу даних бортового комп'ютера в оперативному порядку в залежності від складу МТА і компоновки спеціалізованого обладнання.

В результаті цих операцій функціонування механізму регулювання норми висіву насіння зернової сівалки можливо значно покращити (рис. 6).

Інтеграл квадрату відхилень дійсної інтенсивності потоку насіння від необхідної склав 30 — рис. 6 б).

Висновок

Подальше удосконалення системи керування інтенсивністю потоку насіння (а тим самим і нормою сівби) пов'язане із застосуванням спеціальних алгоритмів оптимізації керуючої дії, а також з вибором принципово нових схем дозування насіння та використанням механізмів приводу дозатора і датчиків потоку насіння з удосконаленими характеристиками.

Список літератури

1. Аніскевич Л. В. Тенденції та шляхи розвитку машин для внесення технологічних матеріалів. Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. Харків. 2000. Вип. 1. С. 130–133.
2. Попков С. Л. Следящие системы. Москва. Высшая школа. 1963. 304 с.
3. Понтаев Н. Ф., Дианов В. Г. Основы теории автоматического регулирования и авторегуляторы. Москва. Недра. 1970. 366 с.

References

1. *Aniskevich, L. V.* (2000). Trends and ways of development of machines for making technological materials. Bulletin of Kharkov state technical University of agriculture. Kharkov. Vol. 1. 130-133.
2. *Popkov, S. L.* (1963). Tracking system. Moscow. High school. 304.
3. *Pantaev, N. F., Dianov, V. G.* (1970). Foundations of the theory of automatic regulation and autoregulatory. Moscow. Bowels. 366.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ МЕСТООПРЕДЕЛЕННОГО ПОСЕВА ЗЕРНОВЫХ КУЛЬТУР

Л. В. Анісевич

Аннотация. Проведен анализ модели функционирования машины для місцевизначеної сєва зерновых культур, который позволил определить рациональные значения структуры и параметров управляющего действия бортового компьютера. Рекомендовано добавить к программному обеспечению бортового компьютера возможности оперативного ввода времени задержки, которая обусловлена прохождением семян по семяпроводу.

Ключевые слова: местоопределенный посев, карт-технология, модель функционирования, имитационное моделирование.

IMPROVING THE PROCESSES OF CITE-SPECIFIC SEEDING OF GRAIN CULTURES

Aniskevych L. V.

Abstract. The analysis of model of system for cite-specific seeding of grain cultures was made, which allowed determining the rational values of the structure and parameters of the onboard computer control. It is advisable to add to the onboard computer software the possibility of prompt input of the delay time, which is due to grain passing through the seed line.

Key words: cite-specific seeding, card technology, operating model, simulation.

УДК 004.896

УТОЧНЕННЯ СТАНУ ТА ОБСЯГІВ ВРОЖАЮ ЗА ДОПОМОГОЮ БЕЗПІЛОТНИХ ЛІТАЛЬНИХ АПАРАТІВ

С. А. Шворов, Н. А. Пасічник, О. О. Опришко, Д. С. Комарчук, К. В. Ковтун

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Кореспонденція авторів: sosdok@i.ua.

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

Бібл. 7, рис. 6, табл. 0.

Анотація. Для уточнення стану урожаю та формування картограм урожайності запропоновано використовувати систему технічного зору на базі безпілотного літального апарату (БПЛА). Відеоінформація, яка приймається системою технічного зору БПЛА, передається в базу даних геоінформаційної системи (ГІС). За допомогою спеціального математичного та програмного забезпечення розраховуються і відображаються на електронній карті місцевості картограми врожайності для кожної ділянки місцевості. Показано, що використання систем технічного зору на базі безпілотного літального апарату дозволяє підвищити ефективність планування маршрутів безпіотної збиральної техніки (БЗТ) з урахуванням особливостей ділянок місцевості та різних перешкод на шляху руху БЗТ. Розглянуті можливості застосування спеціального програмного забезпечення виробництва НУБіП Land damage expert (LDE) для визначення стану та обсягів урожаю на основі даних, отриманих з безпілотного літального апарату. Описано принципи використання і методи обробки навігаційної та зорової інформації при вирішенні основних завдань планування руху збиральної техніки і польоту безпілотного літального апарату.

Ключові слова: безпілотна збиральна техніка; система технічного зору; картограми урожайності, геоінформаційна система, безпілотний літальний апарат, спеціальне програмне забезпечення.

Постановка проблеми

Питання обробки і аналізу зображень при вирішенні різних завдань спостереження з БПЛА широко висвітлені у вітчизняній і зарубіжній літературі. Однак проблемі, пов'язаній зі спостереженнями з безпілотних літальних апаратів за станом урожаю для формування картограм урожайності, що необхідно для оптимального планування маршрутів руху, режимів роботи та навігації збиральної техніки, приділяється недостатньо уваги [1]. Метою навігації БЗТ є знаходження оптимальних (відповідно до заданих критеріїв) маршрутів її переміщення між заданими точками простору з урахуванням перешкод та

картограм урожайності [2]. Виходячи із цього, розробка нових моделей, методів і алгоритмів уточнення стану врожаю за допомогою безпілотних літальних апаратів є актуальною науково-технічною проблемою.

Аналіз останніх досліджень

Аналіз останніх досліджень та публікацій [1, 3-5] показує, що на даний час за кордоном та в Україні активно ведуться роботи по застосуванню БПЛА для уточнення стану врожаю. Це викликане тим, що на процес збирання врожаю накладаються як часові, так і вартісні обмеження. Інколи агрофірми зазнають колосальних збитків через неможливість своєчасно визначити стан урожаю, необхідну кількість збиральної техніки та оптимальне планування збиральних робіт з урахуванням картограм урожайності на кожній ділянці та перешкод на шляху руху БЗТ.

Мета досліджень

Мета досліджень – розробка методичних основ визначення стану врожаю, картограм урожайності та перешкод на шляху руху безпілотної збиральної техніки за допомогою БПЛА.

Результати досліджень

Процес планування змісту та часу планування траєкторій руху БЗТ поділяється на декілька етапів, а саме: формування електронної карти місцевості, картограм урожайності, визначення всіх видів перешкод на кожній ділянці з БПЛА та розрахунок оптимальних маршрутів руху і режимів роботи БЗТ на основі застосування методів статистичного аналізу та штучного інтелекту.

Значну роль у вирішенні цієї задачі відіграють спеціалізовані геоінформаційні системи (ГІС), що враховують як просторову прив'язку, так і спеціальні відомості про обсяги урожаю. Як показує практика, зйомки з БПЛА не тільки підвищують точність,

однорідність, об'єктивність і частоту спостережень, а й дозволяють істотно удосконалити методи оперативного контролю за станом посівів і прогнозування врожаю.

Для ефективного керування БЗТ необхідне рішення багатьох складних завдань, серед яких збір даних з БПЛА та їх обробка за допомогою спеціального програмного забезпечення моніторингу стану врожаю.

Для вирішення задач аналізу, прогнозу і оптимізації керування БЗТ геоінформаційні системи повинні включати цифрові карти схилу з моделлю рельєфу місцевості та експозицій схилів, урожайності, розташування ліній електропередач та інших стаціонарних перешкод на шляху руху БЗТ.

Обробка графічних даних за результатами фотозйомки з БПЛА проводиться за допомогою спеціального програмного забезпечення виробництва НУБіП – LDE, інтерфейс та блок налагодження якого наведені на рис. 1.

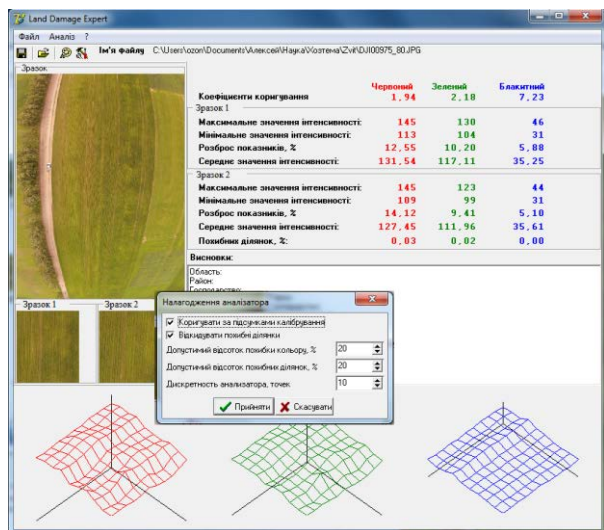


Рис. 1. Інтерфейс та блок налагодження програми Land damage expert.

Програма LDE дозволяє за допомогою маніпулятора (миші) на електронній карті місцевості виділяти дослідні ділянки, для яких проводиться статистична обробка графічних даних.

Оскільки стандартний формат JPEG визначає значення RGB не для кожного конкретного пікселя, а для ділянок з однаковими параметрами, програма LDE перетворює дані з формату JPEG в формат BMP, в якому значення яскравості складових адитивної моделі кольору утворення визначаються для кожного пікселя.

Програма має можливість визначення координат перешкод на електронній карті місцевості, значення RGB яких відрізняються від середнього на відповідний відсоток (10-15%), що враховується при налагодженні програми (див. рис. 1).

Для планування руху БЗТ відомою інформацією є координати площі, на якій планується збирання врожаю, початкове місце знаходження кожної БЗТ та кінцеві точки її маршруту, координати перешкод та ділянок без урожаю, картограми урожайності, що

отримані за допомогою БПЛА та оброблені програмним забезпеченням Land damage expert.

Результати аналізу картограм урожайності та координат перешкод використовуються для оптимізації керування збирально-транспортною технікою (рис. 2).

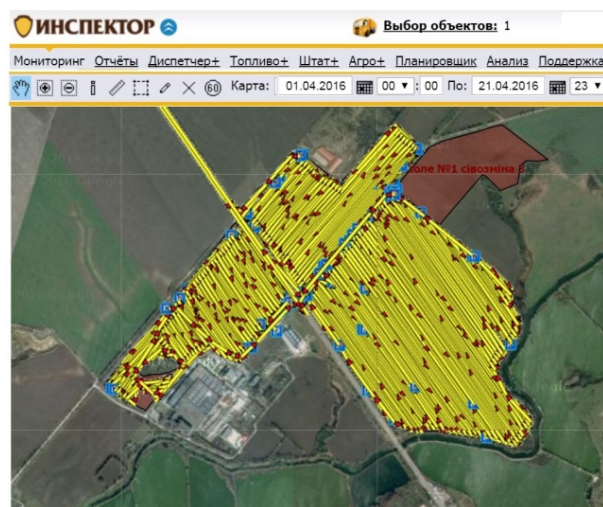


Рис. 2. Фактична ситуація руху по полю БЗТ, яка знята GPS-трекером та відображена у звітному програмному забезпеченні «Інспектор».

У технологічному аспекті ГІС є засобом збору, зберігання, аналізу, візуалізації просторово-часових даних про ГІС-об'єкти.

Саме ГІС-технологія дозволяє надати детальний опис будови поверхні оцінюваної території, особливостей ґрунтового покриття та використання земель, створює реальні передумови для їх опрацювання. Серед існуючих джерел даних для ГІС відомі: картографічні джерела, фотографічні дані польових пошуків і різних кадастрів, дані з мережі Інтернет і статистичні дані.

За допомогою спеціального програмного забезпечення моніторингу стану та визначення картограм урожайності вирішуються наступні задачі:

1. Збір інформації в базі даних ГІС з БПЛА про обсяги урожаю.
2. Визначення перешкод та геометричної форми поля для планування маршрутів БЗТ.
3. Обробка інформації за допомогою алгоритму визначення картограм урожайності для планування та оптимізації маршрутів руху і режимів роботи БЗТ.
4. Видача рекомендацій щодо застосування збирально-транспортної техніки.

Таким чином, сформовані рекомендації використовуються для планування збиральних робіт та визначення оптимальних маршрутів руху і режимів роботи БЗТ з урахуванням багатьох критеріїв оптимальності, таких як зменшення витрат пального, небезпечного об'їзду перешкод та ділянок без біомаси.

Завдання позиціонування БПЛА полягає у визначенні орієнтирів, що потрапляють у поле зору камери, положення (X_c, Y_c, Z_c) і орієнтації $R(\alpha, \beta, \delta)$ БПЛА. Для цього матриця орієнтації БПЛА формується з використанням кутів Ейлера (рис. 3):



Рис. 3. Прив'язка до місцевості знімків з БПЛА по опорних точках.

$$R(\alpha, \beta, \delta) = R_{\delta}^{Z''} R_{\beta}^{X'} R_{\alpha}^Z = \begin{pmatrix} \cos \delta & \sin \delta & 0 \\ -\sin \delta & \cos \delta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \beta & \sin \beta \\ 0 & -\sin \beta & \cos \beta \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \cos \alpha & \sin \alpha & 0 \\ -\sin \alpha & \cos \alpha & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}, \quad (1)$$

$$\text{де } \alpha \in [0, 2\pi], \beta \in [0, \pi/2], \delta \in [0, 2\pi], \quad (2)$$

$$x_i = -f_x \frac{r_{11}(X_i - X_c) + r_{12}(X_i - X_c) + r_{13}(X_i - X_c)}{r_{31}(X_i - X_c) + r_{32}(X_i - X_c) + r_{33}(X_i - X_c)} + a_x;$$

$$y_i = f_y \frac{r_{21}(X_i - X_c) + r_{22}(X_i - X_c) + r_{23}(X_i - X_c)}{r_{31}(X_i - X_c) + r_{32}(X_i - X_c) + r_{33}(X_i - X_c)} + a_y,$$

$r_{ij} = r_{ij}(\alpha, \beta, \delta), i, j = 1, 2, 3.$

При накладених обмеженнях (2) кути β та δ стають рівними нулю, а значить орієнтація БПЛА задається одним кутом α .

Як правило, оцінка стану рослинності за допомогою зйомки БПЛА визначається на основі використання нормалізованого вегетаційного індексу NDVI (Normalized Difference Vegetation Index). Цей індекс розраховується як різниця значень відображення в ближній інфрачервоній і червоній областях спектру, поділена на їх суму. При цьому використовується спеціальна NIR-модифікована камера, що значно збільшує вартість зйомки порівняно зі звичайною фотоапаратурою [1].

Для оперативної оцінки та аналізу оптичних образів об'єктів рослинних насаджень (полів) із використанням спектральних характеристик, в оптичному діапазоні отримане зображення розбивається на частини, що дорівнюють площі, наприклад, 10*10 метрів. Розмір площі визначається, виходячи з технологічних габаритів жаток збиральної техніки, і може коригуватися залежно від типу та марки обладнання. За результатами попередніх досліджень визначена оптимальна висота зйомки 100-120 м над полем. При масштабуванні отриманого зображення розмір площі поля з рослинною культурою 10*10 метрів відповідає розширенню 128*128 пікселів. Дані представляються адитивною моделлю кольорів у форматі RGB. При переведенні зображення у векторну форму отримується вибірка достатньо великим об'ємом: $128*128*3 = 49152$ комірочки даних. З огляду на те, що для обробки та аналізу такого об'єму даних витрачається багато ресурсів і часу, виникає необхідність використання

методів статистичного аналізу отриманих результатів, адекватних завданню. Із цією метою проводиться розрахунок статистичних показників, які дозволять оцінити максимальний і мінімальний елементи вибірки, середнє значення, медіану, моду, взаємний вплив аналізованих факторів та інші описові статистики. Головним завданням описової статистики є надання стислої та концентрованої інформації аналізу даних в числовому і графічному вигляді.

Показники описової статистики розбиваються на кілька груп:

- показники стану, що описують стан експериментальних даних на числовій осі; приклади таких даних – максимальний і мінімальний елементи вибірки, середнє значення, медіана, мода та інші;

- показники розкиду, що описують ступінь розкиду даних щодо центральної тенденції; до них відносяться: вибіркова дисперсія, різниця між мінімальним і максимальним елементами (розмах, інтервал вибірки) та інше;

- показники асиметрії: положення медіани щодо середнього та інше;

- графічні представлення результатів: гістограма, частотна діаграма, картограм урожайності та інше.

Як показують результати експериментальних досліджень, звичайні цифрові фотокамери можна ефективно використовувати при прогнозуванні врожаю та визначенні різних перешкод на шляху руху БЗТ на кожній ділянці поля. Після проведення фотозйомки на електронній карті поля на основі статистичної обробки RGB-сигналів визначається декілька контрастних за оптичними характеристиками зон (ділянок).



Рис. 4. Контрольні обсяги урожаю для навчання нейронної мережі.

Для кожної із цих зон (рис. 4, ділянки 1 – 5) вимірюються контрольні обсяги урожаю [1], ці дані використовуються для навчання нейронної мережі.



Рис. 5. Алгоритм визначення картограм урожайності за даними з БПЛА.

На основі статистичної обробки спектральних характеристик цифрових знімків кожної ділянки місцевості та за допомогою апарату нейронних мереж визначаються картограми урожайності на шляху руху безпілотних комбайнів, що забезпечує оперативне прийняття рішень для розподілу, планування маршрутів та керування рухом збиральної техніки при мінімальних вартісних (порівняно з космічними зйомками) витратах. Для обробки графічних даних за результатами фотозйомки з БПЛА використовується

спеціальне програмне забезпечення НУБІП LDE [6]. Алгоритми та програми Land damage expert мають можливість на основі статистичної обробки RGB сигналів визначати координати перешкод для БЗТ на електронній карті місцевості та картограм урожайності (рис. 5).

На рис. 5 у блоці 1 забезпечується введення вхідних даних у вигляді опорних точок маршруту польоту БПЛА як показано на рис. 6 (точки 1-8).

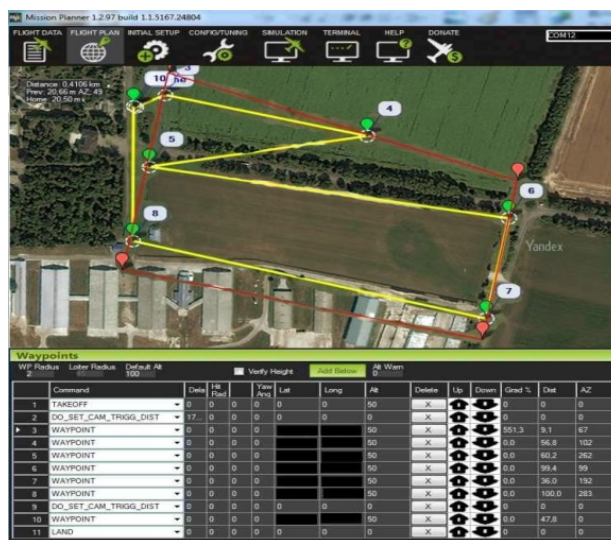


Рис. 6. Задання контрольних точок польоту БПЛА.

У блоці 2 відбувається виведення БПЛА на задану висоту зйомки (100-120м) над заданим районом поля. В якості БПЛА застосовувалися квадрокоптери DJI Phantom 3+ та CD600.

У блоках 3 та 4 здійснюється відео-фото зйомка та обробка графічних даних з використанням нейронної мережі. У результаті реалізації описаного вище алгоритму формуються рекомендації щодо оптимального планування руху та режимів роботи збиральної техніки з урахуванням картограм урожайності, довжини траєкторій руху, об'їзду

пасивних перешкод та місць, де відсутня біомаса з урожаєм.

Як показують результати експериментальних досліджень у ТДВ «Терезине» застосування розробленого алгоритму визначення картограм урожайності за даними з БПЛА дозволило знизити затрати на збиральну кампанію на 12-15 % за рахунок оптимізації таких параметрів і режимів роботи комбайна, як частота обертання молотильного барабана, кінематичних параметрів функціонування системи очищення, довжини та швидкості руху машини тощо [7].

Висновок

Таким чином, на основі використання розроблених методичних основ визначення стану та картограм урожайності і перешкод за допомогою БПЛА на шляху руху безпілотної збиральної техніки забезпечується зниження затрат на збиральну кампанію за рахунок оптимізації параметрів та режимів роботи комбайнів.

Список літератури

1. Ачасов А. Б., Ачасова А. О., Титенко Г. В., Селиверстов О. Ю., Седов А. О. Щодо використання БПЛА для оцінки стану посівів. Вісник Харківського національного університету імені В. Н. Каразіна, серія «Екологія». 2015. Вип. 13. С. 13–18.

2. Аніскевич Л. В., Адамчук В. І. Технології точного землеробства. Науковий вісник Національного аграрного університету. Київ. 2006. № 101. С. 8–27.

3. Рулев А. С., Канищев С. Н., Шинкаренко С. С. Анализ сезонной динамики NDVI естественной растительности Заволжья Волгоградской области. Современные проблемы дистанционного зондирования Земли из космоса. 2016. Т. 13. № 4. С. 113–123.

4. Лисенко В. П., Комарчук Д. С., Пасічник Н. А., Опришко О. О. Дистанційне зондування зернових культур для програмування врожаю. Київ. ТОВ «ЦП Компрінт». 2017. 362 с.

5. Shadchina T. M. Elaboration of theoretical bases and methods of the remote sensing of winter wheat crops using the high resolution spectrometry. Manuscript. Thesis for Dr.Sci (Biol.) by speciality 03.00.12-Plant Physiology.-Institute of Plant Physiology and Genetics, National Academy of Sciences of Ukraine. Kyiv. 1999.

6. Шворов С. А., Чирченко Д. В. Метод планування робіт по збору врожаю безпілотними комбайнами. Енергетика і автоматика. 2017. № 1. С. 28–36. http://nbuv.gov.ua/UJRN/eia_2017_1_5.

7. Шворов С. А., Комарчук Д. С., Лукін В. Є., Чирченко Д. В. Метод планування маршрутів руху безпілотної збиральної техніки із застосуванням безпілотних літальних апаратів. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. 2017. Вип. 261. С. 104–111.

References

1. Akashov, A. B., Akshova, A. O., Titenko, G. V., Seliverstov, O. Yu., Sedov A. O. (2015). Concerning the use of UAVs for assessing the state of crops Use of UAVs to assess the state of crops. Vestnik VN KhNU Karazin, series "Ecology". Vip. 13, 13-18.

2. Aniskevich, L. V., Adamchuk, V. I. (2006). Precision Agriculture Technologies. Precise farming is a prospect for increasing yields. Scientific Bulletin of the National Agrarian University. No 101, 8-27.

3. Rulev, A. S., Kanishchev, Rulev, S. N., Shinkarenko, S. S. (2016). Analysis of the seasonal dynamics of NDVI in natural vegetation in the Transvolga region of the Volgograd Region. The analysis of seasonal dynamics of NDVI of natural vegetation is presented. Modern Problems of Earth Remote Sensing from Space. T. 13, No 4, 113-123.

4. Lisenko, V. P., Komarchuk, D. S., Pasichnik, N. A., Oprishko, O. O. (2017). Remote sensing of grain crops for harvest programming [monograph on remote sensing of grain crops for harvest programming] TOV "CP COMPRINT", 2017, 362.

5. Shadchina, T. M. (1999). Elaboration of theoretical bases and methods of the remote sensing of winter wheat crops using the high resolution spectrometry. Manuscript. Thesis for Dr.Sci (Biol.) by speciality 03.00.12-Plant Physiology.-Institute of Plant Physiology and Genetics. National Academy of Sciences of Ukraine, Kyiv.

6. Shvorov, S. A., Chirchenko, D. V. (2017). The method of planning for robots in the wild by virgin drone combines. A method for planning work for unmanned combines has been developed. Energy and automation. № 1, 28-36.

7. Shvorov, S. A., Komarchuk, D. S., Lukin, V. E., Chirchenko, D. V. (2017). The method of planning routes for unmanned harvest vehicles with the use of unmanned aerial vehicles. A method for planning work for unmanned combines. Scientific Bulletin of the National University of Bioresources and Natural Resources of Ukraine. Series: Engineering and Power Engineering of Agroindustrial Complex. Vol. 261. 104-111.

УТОЧНЕНИЕ СОСТОЯНИЯ И ОБЪЕМОВ УРОЖАЯ С ПОМОЩЬЮ БЕСПИЛОТНЫХ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

С. А. Шворов, Н. А. Пасічник, О. О. Опришко,
Д. С. Комарчук, К. В. Ковтун

Аннотация. Для уточнения состояния урожая и формирования картограм урожайности предложено использовать систему технического зрения на базе беспилотного летательного аппарата (БПЛА). Видеоинформация, которая принимается системой технического зрения БПЛА, передается в базу данных геоинформационной системы (ГИС). С помощью специального математического и программного обеспечения рассчитываются и отображаются на электронной карте картограммы урожайности для каждого участка местности. Показано, что использование систем технического зрения на базе беспилотного летательного аппарата позволяет повысить эффективность планирования маршрутов

беспилотной уборочной техники (БУТ) с учетом особенностей участков местности и различных препятствий на пути движения БУТ. Рассмотрены возможности применения специального программного обеспечения производства НУБиП Land damage expert для определения состояния и объемов урожая на основе данных, полученных с беспилотного летательного аппарата. Описаны принципы использования и обработки навигационной и зрительной информации при решении основных задач планирования движения уборочной техники и полета беспилотного летательного аппарата.

Ключевые слова: беспилотная уборочная техника, система технического зрения, картограммы урожайности, геоинформационная система, беспилотный летательный аппарат, специальное программное обеспечение.

DETERMINATION OF STATE AND OILS I CALL FOR THANKS SAFE LITTLE APPARATUS

*Shvovor S. A., Pasichnik N. A., Opryshko O. O.,
Komarchuk D. S., Kovtun K. V.*

Abstract. To clarify the state of the crop and the formation of crop yield cartograms, it was proposed to use a vision system based on an unmanned aerial vehicle (UAV). The video information, which is accepted by the UAV's technical vision system, is transferred to the geographic information system (GIS) database. With the help of special mathematical and software, yield maps for each site are calculated and displayed on an electronic map of the area. It is shown that the use of vision systems on the basis of an unmanned aerial vehicle makes it possible to increase the efficiency of planning the routes of unmanned harvesting equipment (UHE), taking into account the features of the terrain and various obstacles in the way of UHE traffic. The possibilities of using special software for the production of the LDE - Land damage expert for determining the state and volumes of the crop on the basis of data obtained from an unmanned aerial vehicle are considered. The principles of using and processing navigation and visual information in solving the main tasks of planning the movement of harvesting equipment and the flight of an unmanned aerial vehicle are described.

Key words: unmanned harvesting equipment; system of technical vision; cartograms of productivity, geoinformation system, unmanned aerial vehicle, special software.

УДК 631.3

АНАЛІЗ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ В СИСТЕМАХ З НЕЛІНІЙНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ

Є. І. Калінін

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

Кореспонденція автора: kalininhtusg@gmail.com.

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

Бібл. 20, рис. 0, табл. 0.

Анотація. В роботі проведено аналіз методів дослідження перехідних процесів в системах, елементи яких можуть бути представлені в якості зосереджених мас, з'єднаних між собою тілами з нелінійними характеристиками. Встановлено, що в самому загальному випадку рівняння руху динамічної системи можна привести до диференційного рівняння, визначення якого в якості скалярної функції з властивостями функцій Ляпунова дозволяє в повній мірі ввести оцінки самих перехідних процесів. На основі отриманої в роботі двосторонньої нерівності можлива оцінка часу затухання перехідного процесу та пошук умов необмеженості.

Ключові слова: динамічна система, нелінійні елементи, перехідний процес.

Постановка проблеми

З підвищенням енергонасиченості тракторів інтенсивність динамічних процесів зростає, а їх вплив на експлуатаційні показники посилюється. Класична теорія трактора, яка побудована на кінематичних і статичних залежностях, не дозволяє аналізувати динамічні процеси. Тому, при створенні перспективних енергонасичених тракторів, потребують подальшого розвитку питання в області динаміки енергетичного засобу.

Одним з найважливіших напрямків в динаміці трактора є вивчення впливу коливань на енергетичні і тягові показники. Стан методичних і теоретичних розробок у цій галузі значною мірою впливає на технічний рівень сучасних тракторів.

Особливу роль, при вивченні динаміки таких систем, слід відвести перехідним процесам, які є одними з основних при русі і розгоні трактора з місця, при зміні гаків навантаження і при переході на інші швидкісні режими. Їх вивчення сприяє синтезу більш повної картини формування тягово-енергетичних показників трактора в цілому.

Аналіз останніх досліджень

Наукові основи досліджень сільськогосподарських агрегатів як динамічних систем

закладені академіком В.П. Горячкиним [1]. П.М. Василенко за допомогою рівнянь Лагранжа другого роду описав процес формування випадкових збурень в русі сільськогосподарського агрегату [2]. Питання теорії руху машино-тракторних агрегатів як об'єктів систем автоматичного регулювання і керування детально були розглянуті в роботах О.Б. Лур'є, але оптимальні механічні і динамічні параметри в них не визначаються [4].

Окремим питанням стоїть формування руху машино-тракторного агрегату як системи з перехідними процесами. Такий погляд був сформульований Г.М. Кутьковим [5], та отримав подальший розвиток в роботах багатьох дослідників: Л.В. Погорілого, А.Т. Лебедева, В.Я. Аніловича, А.С. Кушнарьова, Я.С. Гукова, В.Т. Надикто та ін.

Мета досліджень

Розробити оцінки перехідних процесів, що виникають в системах, які мають нелінійні структурні елементи.

Результати досліджень

При деяких припущеннях сучасні агрегати, механізми яких мають нелінійні елементи, можна моделювати у вигляді системи зосереджених мас, пов'язаних між собою нелінійними елементами [6]. Нехай на i -у масу накладені нелінійні в'язи $R_{i-1,i}$ і $R_{i,i+1}$.

Якщо знехтувати дисипативними членами, то рівняння руху i -ої маси має вигляд [7]:

$$m_i \ddot{z}_i + R_{i,i+1}(z_{i+1}, t) - R_{i-1,i}(z_{i-1}, z_i, t) = j_i(t), \\ (i = 1, 2, \dots, n), \quad (1)$$

де m_i – i -а маса; z_i ($i = 1, 2, \dots, n$) – її відхилення від положення рівноваги; $j_i(t)$ – зовнішні сили, що прикладені до i -ої маси; $R_{i,i+1}(z_i, z_{i+1})$ – нелінійні функції координат.

Зазначену систему рівнянь, при відповідних припущеннях відносно нелінійних елементів [7], можна представити у вигляді:

$$\ddot{z}_i = \sum_{j=1}^n \alpha_{ij}(t) z_j + \psi_i(z_1, \dots, z_n, t) + \frac{1}{m_i} j_i(t),$$

$$(i = 1, 2, \dots, n). \quad (2)$$

Скористаємося матричною формою запису і розглянемо систему, що породжується рівняннями (2), виду:

$$\dot{x} = \rho(t)x + j(x, t), \quad (3)$$

де $x = (\dot{z}_1, \dots, \dot{z}_n, \dot{z}_n)$ – $2n$ -мірний вектор. Величина $\rho(t)$ – матриця, ненульові елементи якої є функціями часу, які майже всюди безперервні в інтервалі $[0, \infty)$; $j(x, t)$ – $2n$ -мірний вектор, компоненти якого містять x в ступені не нижче другої. Тепер завдання звелось до того, щоб досліджувати властивості розв'язків системи диференціальних рівнянь (3). Пов'яжемо з системою (3) деяку скалярну функцію $V(t, x)$ і будемо вважати, що вона має властивості функцій Ляпунова [8] і є нескінченно великою [9].

Виділимо в фазовому просторі область $\{x_i\}$, таку, що:

$$\bar{G}_t = \{x : |x_i| \leq A_i(t)\}, \quad (4)$$

де $A_i(t) > 0$ і $t \in [t_0, \infty)$ – функції, які вибрані за технічними умовами роботи конкретного агрегату. З огляду на компактність множини $V(t, x) = c$ [9] підходящим вибором $c > 0$ можна задовольнити рівності [8, 10].

$$\bar{G}_{c,t} = \{x : V(t, x) \leq c\} \subset \bar{G}_t, t \in [0, \infty). \quad (5)$$

Вважаємо, що $x(t_0)$ вибираються з області $\bar{G}_{c,t_0}$, тобто:

$$x(t_0) \in \{x : V(t_0, x) \leq c\}. \quad (6)$$

Тепер завдання оцінки перехідних процесів можна сформулювати так: знайти оцінку розв'язків системи (3) при умовах (6) в області $\bar{G}_t$, і встановити умови обмеженості цих рішень; рішення $x(t)$ вважаємо $\{A(t), \infty\}$ – обмеженим відносно $\bar{G}_{c,t_0}$ і $\bar{G}_t$, якщо $x(t_0) \in G_{c,t_0}$, і для всіх $t \in [t_0, \infty)$ отримаємо:

$$|x_i(t)| < A_i(t). \quad (t = 1, 2, \dots, 2n). \quad (7)$$

В роботах [10, 11, 12, 15, 16] розвивається модифікація прямого методу Ляпунова, яка полягає в побудові оцінки самої функції (а не її похідної) на траєкторіях точок, що зображують системи, які розглядаються. В даній роботі такого роду підхід використовується для вирішення сформульованої вище задачі.

Припустимо, що корні характеристичного рівняння $\det[\rho(t) - \lambda E] = 0$ мають негативні дійсні частини. Тоді побудувати матрицю $k(t)$ квадратичної

форми $V(t, x) = x^T k x$ можна за методом Н. Г. Четаєва [13]. В алгебраїчній формі відповідне рівняння має вигляд:

$$\rho^T(t)k(t) + k(t)\rho(t) = -E. \quad (8)$$

Тут і нижче T – знак транспонування вектору або матриці, E – одинична матриця розміру $2n \times 2n$.

Зауважимо, що вибір матриці істотно впливає на ефективність дослідження кожного конкретного завдання. Так способи побудови функцій $V(t, x)$, що враховують нелінійність системи [14], або способи підгонки функцій [15] дозволяють більш повно проаналізувати перехідний процес. Однак, завдяки простоті і достатньої спільності методу Н. Г. Четаєва останній використовується в даній роботі, хоча можна залучити і інші методи [13, 14, 15, 17].

Введемо в розгляд функцію [10]:

$$R(t) = \max_{\bar{G}_t} \frac{|j^T(x, t)k(t)x|}{x^T x}. \quad (9)$$

Беручи до уваги (8), отримаємо для повної похідної функції $V(t, x)$ вздовж зазначених вище траєкторій оцінку виду:

$$-x^T x + M_2(t, x) \leq \dot{V}(t, x) \leq -x^T x + M_1(t, x), \quad (10)$$

де

$$M_1(t, x) = x^T [\dot{k}(t) + 2R(t)E]x$$

$$M_2(t, x) = x^T [\dot{k}(t) - 2R(t)E]x. \quad (11)$$

Для функції $V(t, x)$ має місце оцінка виду:

$$\lambda_{\min}(t)x^T x \leq x^T k(t)x \leq \lambda_{\max}(t)x^T x, \quad (12)$$

де $\lambda_{\min}(t)$, $\lambda_{\max}(t)$ – найменше та найбільше власні значення матриці $k(t)$. Нехай існують функції $\chi_{ij}(t) \geq 0$ ($i, j = 1, 2$) такі, що:

$$\chi_{11}(t)x^T x \leq M_1(t, x) \leq \chi_{12}(t)x^T x; \quad (13)$$

$$\chi_{21}(t)x^T x \leq M_2(t, x) \leq \chi_{22}(t)x^T x. \quad (14)$$

На підставі нерівностей (10), (13) та (14) складемо наступну оцінку:

$$\{[\chi_{21}(t)]\lambda_{\min}^{-1}(t)\}dt \leq \frac{\dot{V}[t, x(t)]}{V[t, x(t)]} \leq \quad (15)$$

$$\leq \{[\chi_{12}(t) - 1]\lambda_{\min}^{-1}(t)\}dt$$

Звідси:

$$V[t_0, x(t_0)] \exp \left\{ \int_{t_0}^t [\chi_{21}(\tau) - 1] \lambda_{\min}^{-1}(\tau) d\tau \right\} \leq$$

$$\leq V[t, x(t)] \leq \quad (16)$$

$$\leq V[t_0, x(t_0)] \exp \left\{ \int_{t_0}^t [\chi_{12}(\tau) - 1] \lambda_{\max}^{-1}(\tau) d\tau \right\}$$

Оцінка зверху функції $V(t, x)$ в нерівності (16) дозволяє вирішити сформульовану вище задачу.

Приводячи за способом Якобі до канонічного виду функцію $V(t, x)$, неважко встановити потрібну оцінку для будь-якого $k = 1, 2, \dots, 2n$:

$$|x_k(t)| \leq \left\{ \frac{V[t_0, x(t_0)] B_{n-1}^{(k)}}{B_n} \right\}^{\frac{1}{2}} \times \exp \frac{1}{2} \left\{ \int_{t_0}^t [\chi_{12}(\tau) - 1] \lambda_{\max}^{-1}(\tau) d\tau \right\}, \quad (17)$$

$$t \in [t_0, \infty)$$

де

$$B_n = \begin{bmatrix} k_{11}(t) & k_{12}(t) & \dots & k_{12n}(t) \\ k_{21}(t) & k_{22}(t) & \dots & k_{22n}(t) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ k_{2n1}(t) & k_{2n2}(t) & \dots & k_{2n2n}(t) \end{bmatrix}, \quad (18)$$

а $B_{n-1}^{(k)}$ – визначник $(n-1)$ -го порядку, отриманий з дискримінанту B_n квадратичної форми $V(t, x)$ викреслюванням k -го стовпця і k -го рядка.

З оцінки (17) знаходимо, що перехідний процес $\{A(t), \infty\}$ – обмежений, якщо $x(t_0)$ обрані в області $\overline{G}_c, t_0$ і для всіх $t \in [t_0, \infty)$ мають місце нерівності виду:

$$\left\{ \frac{V[t_0, x(t_0)] B_{n-1}^{(k)}}{B_n} \right\}^{\frac{1}{2}} \times \exp \frac{1}{2} \left\{ \int_{t_0}^t [\chi_{12}(\tau) - 1] \lambda_{\max}^{-1}(\tau) d\tau \right\} \leq A_k(t) \quad (19)$$

Зауважимо, що двостороння нерівність (16) дозволяє оцінити час згасання перехідного процесу і знайти умови $\{A(t), \infty\}$ необмеженості.

В ряді випадків зручно досліджувати процес по відношенню до системи функцій виду:

$$r(t) = \sqrt{\sum_{i=1}^n x_i^2(t)}. \quad (20)$$

Неважко бачити, що оцінки (17), (19) легко отримати через $r(t)$ -функцію. Цим методом можна, наприклад, поширити теорему монографії [16] на нелінійні системи.

Далі зауважимо, що отримані вище результати можна використовувати при дослідженнях на кінцевому інтервалі часу $[t_0, t_0 + T] \subset [t_0, \infty)$, де $T > 0 = \text{const}$. В цьому випадку в нерівностях (10) можна функції $\chi_{ij}(t)$ ($i, j = 1, 2$) замінити їх точними верхніми і нижніми досяжними гранями

$$\bar{\chi}_{12} = \sup \chi_{12}(t), \quad t \in [t_0, t_0 + T]; \quad (21)$$

$$\bar{\chi}_{11} = \inf \chi_{11}(t), \quad t \in [t_0, t_0 + T]; \quad (22)$$

і аналогічно для χ_{22} та χ_{21} . Вводячи ці результати в нерівності (16) і (17), отримуємо більш прості оцінки, але разом з тим і більш грубі.

Як приклад, що ілюструє запропонований спосіб оцінок перехідного процесу, розглянемо систему рівнянь виду:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 + (\alpha - q \cos t) x_1^3 \\ \dot{x}_2 &= -2\mu x_1 - (\alpha - q \cos t) x_2 + 4\mu\alpha(\alpha - \cos t) x_2^2 \end{aligned} \quad (23)$$

де $(\alpha, \mu, q) > 0 = \text{const}$.

Неважко бачити, що першим наближенням системи (23) є рівняння Мат'є, що має широке використання в технічних задачах [18].

Нехай $t \in \left[0, \frac{\pi}{2}\right]$ і:

$$\Gamma = \{x : |x_i| \leq 0,1, i = 1, 2\}, \quad (24)$$

$$I = \left\{t : 0 \leq t \leq \frac{\pi}{2}\right\}. \quad (25)$$

Щоб скористатися встановленими алгоритмами запишемо для системи (23)

$$\begin{aligned} \rho(t) &= \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -2\mu - (\alpha - q \cos t) \end{bmatrix}; \\ j(t, x) &= \begin{bmatrix} (\alpha - q \cos t) x_1^3 \\ 4\mu\alpha(\alpha - q \cos t) x_2^2 \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (26)$$

Розв'язуючи відносно матриці $k(t)$ рівняння (7) з першою з матриць (26), знаходимо

$$k(t) = \begin{bmatrix} k_{11}(t) & k_{12}(t) \\ k_{21}(t) & k_{22}(t) \end{bmatrix}, \quad (27)$$

де

$$k_{11}(t) = \frac{(\alpha - q \cos t)^2 + (\alpha - q \cos t) + 4\mu^2}{4\mu(\alpha - q \cos t)}, \quad (28)$$

$$k_{12}(t) = k_{21}(t) = \frac{1}{2(\alpha - q \cos t)}, \quad (29)$$

$$k_{22}(t) = \frac{(\alpha - q \cos t) + 1}{4\mu(\alpha - q \cos t)}. \quad (30)$$

Щоб скористатися оцінкою (17), з рівняння виду:

$$\begin{vmatrix} k_{11}(t) - \lambda(t) & k_{12}(t) \\ k_{21}(t) & k_{22}(t) - \lambda \end{vmatrix} = 0 \quad (31)$$

отримаємо

$$\begin{aligned} \lambda_{\max}(t) &= \frac{k_{11} + k_{12}}{2} + \\ &+ \sqrt{\left(\frac{k_{11} + k_{12}}{2}\right)^2 - k_{11}k_{12} + k_{12}^2}, \end{aligned} \quad (32)$$

а з рівняння виду:

$$\begin{vmatrix} \dot{k}_{11}(t) - 2R(t) - \chi(t) & \dot{k}_{12}(t) \\ \dot{k}_{21}(t) & \dot{k}_{22}(t) - 2R(t) - \chi(t) \end{vmatrix} = 0, \quad (33)$$

і другого з наших зауважень знаходимо

$$\bar{\chi}_{12} = \sup \left\{ \frac{\varphi(t)}{2} + \sqrt{\frac{\varphi^2(t)}{4} - \psi(t)} \right\}, \quad (34)$$

$$\varphi(t) = -\dot{k}_{11} - \dot{k}_{22} + 4R(t),$$

$$\psi(t) = \dot{k}_{11}\dot{k}_{22} - 2R(t)[\dot{k}_{11} + \dot{k}_{22}] - k_{12}^2 + 4R(t),$$

$$\dot{k}_{11}(t) = \frac{2\alpha^2 \mu q \cos t - 3q^3 \mu \sin 2t \cos t}{8\mu^2(\alpha - q \cos t)^2} + \frac{2q^2 \alpha \mu \sin 2t + 8\mu^2 q \sin t}{8\mu^2(\alpha - q \cos t)^2},$$

$$\dot{k}_{12}(t) = \dot{k}_{21}(t) = -\frac{1}{4(\alpha - q \cos t)^2},$$

$$\dot{k}_{22}(t) = -\frac{q \sin t}{4\mu(\alpha - q \cos t)^2},$$

$$\text{де } R(t) = \frac{1}{8\mu} \left\{ \begin{aligned} & [(\alpha - q \cos t)^2 + (\alpha - q \cos t) + \\ & + 4\mu^2] 0,01 + \\ & + [(\alpha - q \cos t) + 1] 0,02\alpha + \\ & + 2\mu\alpha + 0,04 \end{aligned} \right\} \quad (35)$$

Визначивши множину F_{c,t_0} початкових даних за формулами роботи [10], отримаємо:

$$|x_k(t)| \leq \left\{ \frac{V[0, x(0)] B_1^k}{B_2} \right\}^{\frac{1}{2}} \times \exp \left\{ \left(\bar{\chi}_{12} - 1 \right) \int_0^{\frac{\pi}{2}} \lambda_{\max}^{-1}(\tau) d\tau \right\},$$

$$(k = 1, 2), \quad (36)$$

Відповідні умови обмеженості (16) виписуються за оцінками (36) тривіально.

Висновки

1. Таким чином, при аналізі перехідних процесів, які виникають в динамічній системі з нелінійними елементами, необхідно проводити моделювання у вигляді системи зосереджених мас, які пов'язані між собою тими самими нелінійними елементами.

2. В такому випадку рівняння динаміки системи можна замінити на систему диференціальних рівнянь, аналіз властивостей розв'язків якої дозволяє зробити більш повний висновок про протікання перехідних процесів.

Список літератури

1. Горячкин В. П. Собрание сочинений. Москва. Колос. 1968. Том 2. 240 с.

2. Василенко П. М. Универсальные математические модели функционирования машинных агрегатов и их применение. Киев. Изд-во УСХА, 1990. 14 с.

3. Надикто В. Т., Крижачківський М. Л., Кюрчев В. М., Абдула С. Л. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві: навчальний посібник. Мелітополь, 2005. 338 с.

4. Лурье А. Б. Автоматизация сельскохозяйственных агрегатов. Ленинград. Колос, 1967. 263 с.

5. Кутыков Г. М. Тяговая динамика тракторов. Москва. Машиностроение, 1980. 216 с.

6. Кожевников С. Н. Динамика машин с упругими звеньями. Киев. Изд. АН УССР, 1961. 160 с.

7. Голубенцев А. Н. Некоторые задачи динамики машин с нелинейной характеристикой звеньев. Механика машин. 1968. Вып. 8. С. 10–15.

8. Ляпунов А. М. Общая задача об устойчивости движения. Москва. Ленинград. Гостехиздат, 1950. 472 с.

9. Барбашин Е. А. Метод сечений в теории динамических систем. Математический сборник. 1951. Том 29(71). № 2. С. 233–280

10. Мартинюк А. А. К устойчивости неустойчившегося движения на заданном интервале времени. Прикладная механика. Т. 3. Вып. 5. 1967. С. 65–72.

11. Зубов В. И., Методы А. М. Ляпунова и их применение. Ленинград. ЛГУ им. А.А. Жданова. 1957. 241 с.

12. Мартинюк А. А. Статистична оцінка імовірності стійкості руху на заданому інтервалі часу. Доповіді АН УРСР. Серія А. №5. 1967. С. 55–58.

13. Четаев Н. Г. Устойчивость движения. Москва. Гостехиздат, 1952. 176 с.

14. Лурье А. И. Некоторые нелинейные задачи теории автоматического регулирования. Москва. Гостехиздат, 1951. 216 с.

15. Красовский Н. Н. Некоторые задачи теории устойчивости движения. Москва. Физматгиз, 1959. 211 с.

16. Зубов В. И. Математические методы исследования систем автоматического регулирования. Москва. Судпромгиз, 1959. 327 с.

17. Калінін Є. І., Шуляк М. Л., Мальцев В. П. Вплив нестационарності гакowego навантаження на буксування рушіїв колісного трактора. Системи обробки інформації. 2017. № 5. С. 27–30.

18. Калінін Є. І. Частотно-динамічна математична модель тракторного агрегату з передачею крутного моменту до рушіїв сільськогосподарської машини. Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенка. 2015. Вип. 156. С. 327–334.

19. Калінін Є. І., Романченко Г. П., Юр'єва Г. П. Формування умови стійкості лінійної системи при випадкових збуреннях її параметрів. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. 2017. № 7. С. 100–108.

20. Лебедев А. Т., Калінін Є. І. Динамічна модель ґрунтообробних машинно-тракторних агрегатів з пасивними робочими органами у складі енергетичного засобу зі здвоєними шинами. Системи обробки інформації. Харків. ХУПС. 2010. Вип. 2(83). С. 109–115.

References

1. Goryachkin, V. P. (1968). Collected works. Moscow. Ear. Volume 2. 240.
2. Vasilenko, M. P. (1990). Universal mathematical models of the functioning of the machine units and their application. Kiev. Publishing house USA, 14.
3. Nadykta, V. T., Kriachkivka, M. L., Kyurchev, V. M., Abdul, H. L. (2005). New mobile means of energy of Ukraine. The theoretical framework use in agriculture: a training manual. Sumi, 338.
4. Lurie, A. (1967). Automation of agricultural machines. Leningrad. Kolos. 263.
5. Kutkov, G. M. (1980). Dynamics of traction of tractors. Moscow. Mechanical engineering, 216.
6. Kozhevnikov, S. N. (1961). Dynamics of machines with elastic links. Kiev. Ed. Academy of Sciences of UkrSSR, 160.
7. Golubentsev, A. N. (1968). Some problems of dynamics of machines with non-linear characteristics of the links. Mechanics of machines. Vol. 8. 10-15.
8. Lyapunov, A. M. (1950). General problem of motion stability. Moscow. Leningrad. Gostekhizdat, 472.
9. Barbashin, E. A. (1951). Method of sections in the theory of dynamical systems. Mathematical collection. Volume 29(71). No 2. 233-280.
10. Martynyuk, A. A. (1967). Stability neustroev following the recovery movement at a predetermined time interval. Applied mechanics. Vol. 3. Is. 5. 65-72.
11. Zubov, V. S. (1957). Methods of A. M. Lyapunov and their application. Leningrad. Lie to them. A. A. Zhdanov. 241.
12. Martynyuk, A. A. (1967). Statistical evaluation Mavr-ness of the sustainability movement at a predetermined time interval. Doklady an USSR. Series A. No 5. 55-58.
13. Chetaev, N. G. (1952). Stability of motion. Moscow. Gostekhizdat, 176.
14. Lurie, A. S. (1951). Some nonlinear problems in the theory of automatic control. Mosvka. Gostekhizdat, 216.
15. Krasovskii, N. N. (1959). Some problems of the theory of stability of motion. Moscow. Fizmatgiz, 211.
16. Zubov, V. S. (1959). Mathematical methods of research of automatic control systems. Mosvka. Sudpromgiz. 327.
17. Kalinin, Ye. I. Shulyak, N. L., Maltsev, V. P. (2017). Influence of nonstationarity of gamboge load slipping propulsion of the wheeled tractor. System of information processing. No 5. 27-30.
18. Kalinin, Ye. I. (2015). Frequency-dynamic mathematical model of the tractor with the transmission of torque to the wheels of agricultural machines. Bulletin INTOSH behalf Peter Vasilenko. Vol. 156. 327-334.
19. Kalinin, Ye. I. Romanchenko, G. P., Yuriev, G. P. (2017). Formation conditions of stability of a linear system with random disturbances of its parameters. Technical services agricultural, forestry, and transport complexes. No 7. 100-108.
20. Lebedev, A. T., Kalinin, Ye. I. (2010). Dynamic model of tillage machine-tractor units with passive working bodies in the structure of the power tool with dual tires. System of information processing. Kharkov. HUBS. Vol. 2(83). 109-115.

АНАЛИЗ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В СИСТЕМАХ С НЕЛИНЕЙНЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

Е. И. Калинин

Аннотация. В работе проведен анализ методов исследования переходных процессов в системах, элементы которых могут быть представлены в качестве сосредоточенных масс, соединенных между собой телами с нелинейными характеристиками. Установлено, что в самом общем случае уравнения движения динамической системы можно привести к дифференциальному уравнению, определение которого в качестве скалярной функции со свойствами функций Ляпунова позволяет в полной мере ввести оценки самих переходных процессов. На основе полученного в работе двустороннего неравенства возможна оценка времени затухания переходного процесса и поиск условий неограниченности.

Ключевые слова: динамическая система, нелинейные элементы, переходный процесс.

ANALYSIS OF TRANSIENT PROCESSES IN SYSTEMS WITH NONLINEAR ELEMENTS

Kalinin Ye. I.

Abstract. The analysis of methods for studying transient processes in systems whose elements can be represented as concentrated masses connected by bodies with nonlinear characteristics is analyzed. It is established that, in the most general case, the equations of motion of a dynamical system can be reduced to a differential equation, the definition of which, as a scalar function with the properties of Lyapunov functions, allows us to fully introduce estimates of the transient processes themselves. On the basis of the two-sided inequality obtained in this paper, it is possible to estimate the decay time of a transient process and to search for conditions of unboundedness.

Key words: dynamical system, nonlinear elements, transient.

УДК 664.72:664.8

ПРОЦЕС ОХОЛОДЖЕННЯ У ЗЕРНОСХОВИЩІ ПРИ ЗБЕРІГАННІ ЗЕРНОВОЇ ПРОДУКЦІЇ З ПОДАЛЬШОЮ РЕАЛІЗАЦІЄЮ У ВИРОБНИЦТВІ

С. В. Кюрчев

Таврійський державний агротехнологічний університет, Україна.

Кореспонденція автора: mtf@tsatu.edu.ua.

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

Бібл. 22, рис. 2, табл. 0.

Анотація. Реалізуючи розроблений метод низькотемпературної консервації для охолодження зерна використовують як природну атмосферу, але й штучно охолоджене за допомогою холодильних установок, досягаючи при цьому практично повного консервування маси на весь період зберігання; коли відбувається постійна взаємодія холодоагента з зерном. Застосування штучного холоду дозволяє швидко знизити початкову температуру партії зерна, запобігти втратам, які виникають внаслідок активного розвитку мікроорганізмів і комах. Для опису динаміки процесу зберігання та охолодження матеріалу прийнята модель проточного реактора ідеального перемішування, при якому градієнтами параметрів процесу по висоті і поперечному перерізу нехтуємо, а процес охолодження зерно приймаємо безградієнтним. За таких умов випаровування вологи з поверхні зерна, перенесення пари з його поверхні в навколишнє середовище відбувається, в основному, за рахунок різниці парціального тиску пари на поверхні зерна та навколишнього середовища. Розроблена математична модель адекватно описує динаміку зміни параметрів зернового матеріалу та холодоагента на виході з зерносховища, з урахуванням перерозподілу вологи у масі сировини під дією поступового прогріву внутрішніх шарів продукції до певної допустимої температури нагріву зерна: Для оцінки хлібопекарських властивостей зернової сировини, що зберігалася за представленою технологією, проводилася пробна лабораторна випічка згідно з методикою Держкомісії з сортовипробування. За результатами випробувань якості сирової клейковини вона стала більш пружною, хоча зміни ці по обох досліджуваних зразках зерна пшениці були невеликі. Зберігання у регульованому температурному режимі сприяло укріпленню клейковини. За таких умов отримана продукція має більший об'єм шкірки, більш гладеньку та тоншу поверхню; форма хліба є правильною, колір м'якушки виявився біліший, а пори - менші і вирівняні за розміром.

Ключові слова: зберігання, зерно, пшениця, охолодження, температура, хлібопекарські властивості, холодоагент.

Постановка проблеми

За останні роки країна отримує досить високі валові збори зерна, однак помітно скоротилися його державні закупівлі, знизилася роль заготівельних елеваторів. Зерно нерідко зберігається безпосередньо в господарствах у виробника в очікуванні сезонного підвищення цін. Через слабку оснащеність технічної бази господарств, а часом, незнання технологій зберігання мають місце нераціональне формування партій зерна, зниження його якості і втрати зерна при зберіганні.

У сфері переробної галузі агропромислового комплексу (АПК) формується до 70 % загального товарообігу країни. Переробній галузі АПК належить друге місце за обсягом валової продукції. Тільки за рахунок скорочення витрат і поглиблення переробки харчової сировини можна збільшити виробництво продуктів харчування на 25...30 %. Важливою умовою поліпшення забезпечення населення України продовольчими товарами є розвиток технічної бази зберігання і переробки сільськогосподарської продукції. Використання сучасних технологій консервації дозволяє тільки на стадії підготовки до виробничих процесів переробки заощадити до 20% коштів від втрат переробного та харчового виробництва, серед яких одне із провідних місць займає низькотемпературні методи обробки, що зумовлює актуальність представлених у роботі розробок.

Аналіз останніх досліджень

Завдяки роботам Агронова Є. О., Дем'яненка М. П., Казакова Є. Д., Клеєва І. О., Козьміної Н. П., Макарова В. В., Сергунова В. С., Некрасова Б. П., Трисвятського Л. О., Уколова В. С., Чурсінова Ю. О., Станкевича Г. М., Лукіна Г.Д. Кирпи М. Я. та багатьох інших дослідників нашої країни та інших дослідників різних країн зі створення обладнання для переробки зерна на базі багатоопераційних агрегатів також доводять необхідність проектування процесів та оснащення для зберігання зерна у сховищах, обґрунтовуючи актуальність способу максимального збереження його вихідних властивостей, що

базуються на охолодженні продукції у зерносховищі, перед його реалізацією, або подальшою вторинною переробкою сировини в процесах виробництва хлібобулочних виробів.

Мета досліджень

Метою дослідження є оцінка впливу потоку повітря на зерновий продукт у процесі застосування охолодження та в подальшій реалізації у виробництво.

Результати досліджень.

У технології зберігання зерна актуальним є завдання охолодження його до температур, що забезпечують ефективне зберігання. Численними фізіологічними, біохімічними, теплофізичними й технологічними дослідженнями встановлено, що зниження температури зерна нижче 8-10°C різко знижує інтенсивність протікання фізіолого-біохімічних процесів, сприяє збереженню вихідної якості зерна й збільшує строки його зберігання як при тривалому зберіганні просушеного зерна, так і при його тимчасовому зберіганні. При зберіганні охолодженого зерна скорочуються втрати зерна від його дихання [1, 2, 3, 4, 5].

Для охолодження зерна використовують природну атмосферу, досягаючи при цьому повного консервування маси на весь період зберігання. Охолодження, як і зниження вологості, різко гальмує інтенсивність усіх біологічних процесів у зерновій масі, пригнічує життєдіяльність мікроорганізмів, може призвести до загибелі великої частини комах. Зниження температури на кожні 5°C приблизно вдвічі збільшує тривалість стійкого зберігання зерна, однак надійне консервування забезпечується тільки за достатньо ефективного охолодження. При охолодженні зернової маси першого ступеня температуру всіх шарів насипу підтримують нижче 10°C, другого ступеня – нижче 0°C. Зернові маси вважають охолодженими, якщо температура усіх шарів насипу нижче 10°C. Для охолодження зерна використовують не тільки атмосферне повітря, але і штучно охолоджене за допомогою холодильних установок. Застосування штучного холоду дозволяє швидко знизити початкову температуру партії зерна, запобігти втратам, які виникають внаслідок активного розвитку мікроорганізмів і комах. Основне призначення режиму зберігання зерна в охолодженому стані – тимчасове консервування вологого і сирого зерна на току на період, коли воно знаходиться в очікуванні сушки [1, 5, 6, 7, 8]. Це найважливіший захід запобігання псуванню зерна у перший період їх зберігання на току. Охолодження доцільне і для сухого зерна, тому що підвищує стійкість до негативних факторів, різко знижує небезпеку пошкодження комахами-шкідниками. Сухе і охолоджене зерно найбільш довговічне.

Головною метою зберігання продукції сільськогосподарського виробництва є уповільнення процесів, що відбуваються в ній у результаті

життєдіяльності складових компонентів за рахунок активного вентилявання потоком холодоносія в умовах зерносховища. Чим повільніше будуть протікати ці процеси, тим довше буде зберігатися живий організм. Про активність процесів, які відбуваються у ньому, свідчить активність дихання. Низька активність дихання характеризує знижену активність клітин організму, що означає слабку витрату поживних речовин на процеси життєдіяльності [9, 10].

Зберігання зерна проводять залежно від його вологості та призначення. Зерно, яке підлягає переробці чи зберіганню, повинно мати вологість, встановлену нормативними документами (стандартами) залежно від культури та її призначення. Для ефективного зберігання створюють умови, що забезпечують стійкість продукції, запобігання її ушкодженню шкідниками, ураженню хворобами, зволоженню й самозігріванню. Забезпечити такі вимоги можливо тільки при утриманні продукту в оптимальних умовах, що перешкоджають впливу вище перелічених негативних факторів. У зв'язку з цим, для теорії і практики зберігання особливо важливим є вивчення цих умов і розробка режимів і способів зберігання зернових мас [4, 7, 11].

Конвективний теплообмін у шарі зернової продукції є складним процесом одночасного перенесення тепла та маси, який описується складною системою диференціальних рівнянь [12, 13, 14]. Рішення їх отримано лише для тіл класичної форми. Тому для вирішення прикладних задач при описі даного процесу за умови активного вентилявання можна використовувати спрощений механізм теплообміну між оброблюваним матеріалом та холодоагентом.

Для опису процесів зміни вологовмісту насіння і холодоагента можуть бути використані аналітичні диференціальні рівняння матеріального балансу та масообміну.

У безперервно діючому комплексі зберігання зернопродукції відбувається постійна взаємодія холодоагента з зерном. За певних умов для спрощення математичного опису можна допустити лінійний характер розподілу параметрів за висотою ангара. При такому спрощенні для опису динаміки процесу зберігання та охолодження матеріалу прийнята модель проточного реактора ідеального перемішування [15].

Математичний опис процесу охолодження зерна та холодоагента складено у вигляді рівнянь зміни параметрів досліджуваного процесу на виході при наступних припущеннях: рушійною силою процесу теплообміну при охолодженні прийнята різниця температури насіння та холодоагента, різниця парціальних тисків на поверхні матеріалу та холодоагента; градієнтами параметрів процесу по висоті і поперечному перерізу нехтуємо. Охолодження зерно приймаємо безградієнтним.

Процес охолодження у даному випадку опишеться диференціальними рівняннями:

$$m_v \cdot C_p \frac{dt_2}{d\tau} = G_v \cdot C_p \cdot (t_1 - t_2) - \alpha \cdot f_F \cdot (\bar{t} - \bar{\Theta}) - k_T \cdot \Sigma F \cdot (\bar{t} - t_B) \quad (1)$$

$$m_z \cdot C_z \frac{d\bar{\Theta}}{d\tau} = \alpha \cdot f_F \cdot (\bar{t} - \bar{\Theta}) - \beta \cdot f_F \cdot (P_n \cdot (\bar{\Theta}) - P_v) \cdot \frac{P}{P_0} \cdot r', \quad (2)$$

$$- m_{zo} \frac{d\bar{U}}{d\tau} = \beta \cdot f_F \cdot (P_n \cdot (\bar{\Theta}) - P_v) \cdot \frac{P}{P_0}, \quad (3)$$

$$m_v \frac{dd_2}{d\tau} = G_v \cdot (d_1 - d_2) + \beta \cdot f_F \times \\ \times (P_n \cdot (\bar{\Theta}) - P_v) \cdot \frac{P}{P_0} \cdot 10^3, \quad (4)$$

$$\bar{t} = 0,5 \cdot (t_1 + t_2); \quad \bar{\Theta} = 0,5 \cdot (\Theta_1 + \Theta_2); \\ \bar{d} = 0,5 \cdot (d_1 + d_2), \quad (5)$$

де m_v – маса повітря в обсязі зернохосовища, кг; C_p – питома теплоємність холодоносія, Дж/кг·°C; t_1 і t_2 – температура холодоносія на вході та на виході з зернохосовища, °C; G_v – витрати повітря у зернохосовищі, кг/с; α – коефіцієнт теплообміну між зерном і холодоносієм, Вт / м²·°C; f_F – загальна площа поверхні зерна, якт знаходиться у зернохосовищі, м²; P_n – парціальний тиск на поверхні зерна, Па; $\bar{\Theta}$ – середня температура холодоносія, °C; Θ_1 , Θ_2 – початкова та кінцева температура повітря; k_T – коефіцієнт теплопередачі від холодоносія до зовнішнього середовища, Вт/м²·°C; ΣF – сумарна площа стінок зернохосовища, м²; t_B – температура повітря у зернохосовищі, °C; m_z – вага зерна, що знаходиться в зернохосовищі, кг; C_z – питома теплоємність зерна, Дж/кг·°C; G_z – витрата зерна, кг/с; β – коефіцієнт масообміну, кг/м²·Па с; $\bar{d}$ – середній вологовміст холодоносія, г/кг (сухої речовини); d_1 і d_2 – початковий та кінцевий вологовміст холодоносія, г/кг (сухої речовини); P_v – парціальний тиск холодоносія; m_{zo} – вага абсолютно сухого зерна в зернохосовищі, кг; r' – вільна теплота пароутворення, Дж/кг; $\bar{U}$ – середній за об'ємом вологовміст зернового матеріалу у зернохосовищі, кг/кг (сухої речовини).

Таким чином, процеси тепло- і масообміну при запропонованому способі зберігання описуються системою.

Відомо, що процес масообміну зернової продукції збільшується зі збільшенням різниці парціальних тисків парів води на поверхні зерна та повітря, а також від його швидкості потоку в зерновому шарі.

Підвищення температури поверхні вологого тіла супроводжується збільшенням насиченої водяної пари, а, отже, і різниці насиченої водяної пари і

водяної пари в повітрі. Залежність парціального тиску водяної пари на поверхні зерна від температури апроксимована лінійним виразом:

$$P_n \cdot (\bar{\Theta}) = a \cdot \bar{\Theta} - c, \quad (6)$$

де a, c – коефіцієнти з розмірністю: Па/°C, Па, відповідно.

Залежність парціального тиску водяної пари в повітрі на основі Іd діаграми можна виразити співвідношенням:

$$P_v \cdot (\bar{d}) = b \cdot \bar{d}, \quad (7)$$

де b – емпіричний коефіцієнт, Па · кг/г

Коефіцієнт масообміну поверхні зерна та повітря залежить від швидкості останнього і цю залежність можна апроксимувати виразом:

$$\beta \cdot (V_v) = a + b \cdot V_{ca}, \quad (8)$$

де V_{ca} – швидкість повітря при подачі, м/с.

При зовнішньому вологообміні, коли відбувається випаровування вологи з поверхні зерна, перенесення пари з його поверхні в навколишнє середовище відбувається, в основному, за рахунок різниці парціального тиску пари на поверхні зерна та навколишнього середовища. Інтенсивність випаровування визначається за такою залежністю [16]:

$$M = k \cdot (p_H - p_{II}) \cdot \frac{101,3}{b}, \text{ кг/м}^2 \text{ с}, \quad (9)$$

де M – швидкість випаровування вологи в кг/с з 1 м² поверхні зерна;

k – коефіцієнт випаровування, що залежить від швидкості і характеру руху повітря відносно поверхні випаровування;

$p_H - p_{II}$ – парціальний тиск відповідно насиченої водяної пари при температурі води і водяної пари потоці повітря, Н/м²;

b – барометричний тиск у Н/м².

Таким чином, при збільшенні швидкості повітря може бути досягнуто зменшення температури вологого тіла. Однак температура зерна у процесі зберігання не повинна перевищувати меж, що гарантують збереження його якості з урахуванням гранично допустимих значень.

Тому швидкість випаровування вологи з зернового матеріалу, з урахуванням закону Дальтона, а також перерозподілу вологи усередині зерна, складе:

$$M = \Psi \cdot k \cdot (p_H - p_{II}) \cdot \frac{101,3}{b}, \text{ кг/м}^2 \text{ с}, \quad (10)$$

де Ψ – коефіцієнт, що враховує зниження швидкості випаровування вологи при поступовій обробки внутрішніх шарів зерна, становитиме.

$$\Psi = \left(1 - \frac{T_{ca(max)} - (T_{ca(max)} \cdot \Delta)}{T_{куп}} \right), \quad (11)$$

де $T_{ca(max)}$ – максимально допустима температура повітря, °C;

$T_{куп}$ – температура кипіння води, °C;

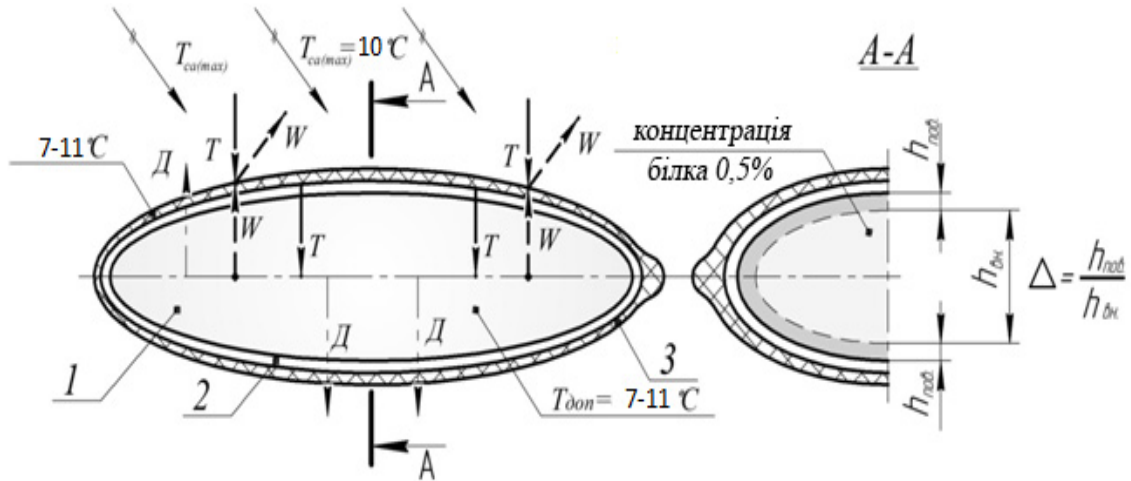


Рис. 1. Розрахункова схема для дослідження зерна у процесі зберігання:

1 - ядро; 2 - повітряна порожнина; 3 - оболонка; $\rightarrow$ - потік холодоагента; $\rightarrow$ - температурний градієнт; $\rightarrow$ - градієнт вологовмісту; $\rightarrow$ - градієнт тиску

Δ - коефіцієнт, що враховує відношення товщини поверхневого і внутрішнього шару ядра зерна (рис. 1).

Перегрів ядра зерна припустимий лише в поверхневому шарі $h_{нов}$. Внутрішній шар ядра повинен бути нагрітий до температури, при якій його білкова частина не руйнується.

Об'єднавши вирази (10) і (11), отримаємо інтенсивність випаровування води при зовнішньому вологообміні з урахуванням перерозподілу води в насінні під дією поступової обробки внутрішніх шарів зерна до максимальної допустимої температури:

$$M = \left(1 - \frac{T_{ca(max)} - (T_{ca(max)} \cdot \Delta)}{T_{кин}} \right) \cdot k \cdot (p_H - p_H) \cdot \frac{101,3}{b}, \quad \text{кг/м}^2 \text{ сек}, \quad (12)$$

Для спрощення математичного опису динаміки процесу охолодження й зернового матеріалу та швидкості подачі холодоносія управління вихідною вологістю матеріалу здійснюється тільки зміною температури повітря.

Виходячи з основних положень теорії теплообміну між зерном і холодоагентом з урахуванням рівнянь (12) – (16) і (17) отримані математичні моделі, які описують динаміку зміни параметрів зернового матеріалу та холодоагента на виході з ангару, з урахуванням перерозподілу води в зерні під дією поступового прогріву внутрішніх шарів зерна до певної допустимої температури нагріву зерна де ζ – сталий коефіцієнт $\zeta = 10^3$ г / кг.

$$m_v \cdot C_p \frac{dt_2}{d\tau} = G_v \cdot C_p \cdot (t_1 - t_2) - \alpha \cdot f_F \cdot (\bar{t} - \bar{\Theta}) - k_T \cdot \Sigma F \cdot (\bar{t} - t_B) \quad (13)$$

$$m_z \cdot C_z \frac{d\Theta_2}{d\tau} = G_z \cdot C_z \cdot (\Theta_1 - \Theta_2) + \alpha \cdot f_F \cdot (\bar{t} - \bar{\Theta}) - \beta \cdot \Psi \cdot f_F \times (a \cdot \bar{\Theta} - c - b \cdot \bar{d}) \cdot r' \quad (14)$$

$$m_{zo} \frac{dU_2}{d\tau} = G_{zo} \cdot (U_1 - U_2) - \beta \cdot \Psi \cdot f_F \times (a \cdot \bar{\Theta} - c - b \cdot \bar{d}) \quad (15)$$

$$- m_v \frac{dd_2}{d\tau} = G_v \cdot (d_2 - d_1) - \beta \cdot \Psi \cdot f_F \times (a \cdot \bar{\Theta} - c - b \cdot \bar{d}) \cdot \zeta \quad (16)$$

де ζ – сталий коефіцієнт $\zeta = 10^3$ г/кг.

Враховуючи, що температура на виході з зерносквища t_2 та кінцевий вологовміст d_2 холодоносія швидко набирають постійні значення, то при рішенні рівнянь, можна прийняти $d_2 = \bar{d}$, $t_2 = \bar{t}$ їх постійними в часі і використовувати їх середні значення

$$\bar{t} = 0,5 \cdot (t_1 + t_2) = 0,5 \cdot (50 + 46) = 48^\circ \text{C},$$

$$\bar{d} = 0,5 \cdot (d_1 + d_2) = 7,11 \text{ г/кг}.$$

Тоді система спрощується:

$$m_z \cdot C_z \frac{d\bar{\Theta}}{d\tau} = \alpha \cdot f_F \cdot (\bar{t} - 0,5 \cdot \Theta_1 + -0,5 \cdot \Theta_2) - \beta \cdot \Psi \cdot f_F \cdot (a \cdot \bar{\Theta} - c - b \cdot \bar{d}) \cdot r' \quad (17)$$

$$m_{zo} \frac{d\bar{U}}{d\tau} = -\beta \cdot \Psi \cdot f_F \cdot (a \cdot \bar{\Theta} - c - b \cdot \bar{d}), \quad (18)$$

Для отримання теоретичних кривих охолодження зерна необхідно знайти складові математичної моделі виходячи з особливостей пропонованого обладнання для зберігання сільськогосподарської сировини.

Питому теплоємність зерна у залежності від його вологості можна визначити за емпіричною залежністю:

$$C_z = 1,45 + 0,0274 \cdot W, \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}, \quad (19)$$

де W – вологість зерна, %.

Коефіцієнт тепловіддачі між поверхнею зерна і холодоносія визначається з відомого теплового рівняння:

$$\alpha = \frac{Q}{F \cdot \Delta t} = \frac{Q \cdot \rho_m \cdot d_3}{6 \cdot G_{\text{СЛ}} (T_c - T_{\text{пз}})}, \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{С}, \quad (20)$$

де Q – кількість переданої в одиницю часу теплоти;

F – ефективна поверхня теплообміну, м²;

$G_{\text{СЛ}}$ – маса частинок у шарі, кг;

ρ_m – щільність матеріалу, кг / м³;

d_3 – еквівалентний діаметр зерна, м;

$\Delta t = T_c - T_{\text{пз}}$ – середній температурний напір, °С.

Щільність вологого повітря визначають як величину, зворотну питомому об'єму:

$$\rho = \frac{1}{v} = \frac{1 + 0,001}{V_0}, \text{ кг/м}^3, \quad (21)$$

де v – питомий об'єм вологого повітря, м³/кг;

V_0 – об'єм вологого повітря на 1 кг сухого повітря.

Питомий об'єм вологого повітря визначався за формулою:

$$v = \frac{V_0}{1 + 0.001 \cdot d}, \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (22)$$

де d – вологовміст повітря, г/кг.

Якщо розглянути пшеницю, як об'єкт зберігання, то одними із найбільш важливих показників, які характеризують хлібопекарські властивості зерна пшениці є показники кількості та якості клейковини. Кількість і якість клейковини залежить від сорту та умов вирощування (кліматична зона, тип ґрунту, погодно-кліматичні умови, попередник, зона зрошення, система удобрення). Класність зерна пшениці нормується кількістю та якістю клейковини, хоча перевага надається вмісту білка [21].

Визначення якості клейковини в Україні на відміну від інших регіонів світу, має вкрай важливе значення. Це пов'язано з тим, що в Україні дуже поширений клоп-черепашка, який в окремі роки ушкоджує до 20 % зерна. Максимально допустимий ступінь ушкодження знаходиться у межах 2-3 %.

Як видно з експериментальних досліджень зміна якості сирової клейковини трохи поліпшилась, вона стала більш пружною, хоча зміни ці по обох досліджуваних зразках зерна пшениці були невеликі. У цьому разі слід зазначити, що зберігання у регульованому температурному режимі сприяло укріпленню клейковини, а в нерегульованому – розслабленню [7].

Вміст білка в зерні пшениці є детермінантним критерієм хлібопекарської якості борошна. Для кожного сорту пшениці існує мінімальний рівень вмісту білка, який гарантує задовільні хлібопекарські якості борошна. З іншого боку, залежність між вмістом білка та технологічною якістю є специфічною для кожного сорту пшениці: якість борошна одних сортів поліпшується з підвищенням вмісту протеїну, тоді як інших може поліпшуватися не пропорційно порівняно зі зростанням вмісту протеїну, а в деяких навіть знижуватись. Тобто лише вміст білка, сам по собі, не пояснює різниці між двома партіями борошна різної якості [12].

Вміст білка в зерні пшениці залежно від сорту та умов вирощування коливається у широких межах від 8 до 25 %, і в середньому дорівнює 13,5 %.

Різниця між показниками при різних термінах зберігання та різних режимах у середньому становила максимум 0,1-0,6%, що допускається похибкою досліду.

Для оцінки хлібопекарських властивостей зерна проводилася пробна лабораторна випічка згідно з методикою Держкомісії з сортовипробування. Випікали хліб із борошна, отриманого з досліджуваних зразків зерна пшениці вирощеної на території Мелітопольського району Запорізької області. Якість хліба оцінювали за величиною об'ємного виходу та загальною хлібопекарською оцінкою.

Загальна хлібопекарська оцінка залежить від об'єму хліба, зовнішнього вигляду хліба (форми, поверхні, кольору скоринки) та внутрішнього (пористості, еластичності, кольору м'якуша).

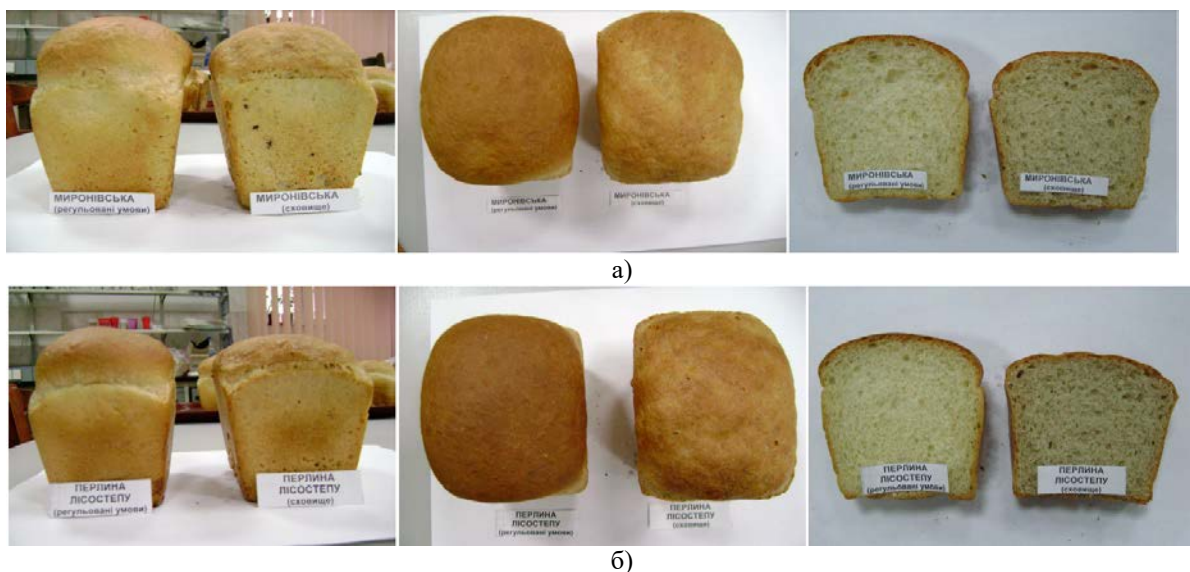


Рис. 2. Хліб отриманий із досліджуваних сортів: а) Миронівський; б) Перлина Лісостепу.

Загальна хлібопекарська оцінка в досліджуваних зразках зерна пшениці озимої мала ту ж саму динаміку змін, що і об'єм хліба, отриманий із зерна дослідних зразків [22].

Хліб, отриманий у результаті пробної випічки із дослідних зразків зерна пшениці, яке зберігалося у регульованих і нерегульованих умовах протягом 6 місяців, наведено на рис. 2.

Висновки

1. Розроблена математична модель низькотемпературного консервування зернової продукції у зернохранищі дозволяє адекватно описати динаміку зміни параметрів зернового матеріалу та холодоагента на виході з ангару.

2. За результатами оцінки якості хлібопекарної продукції, що була отримана із продукції, яка підлягала активному вентильованню потоком холодоносія отримали, що значно кращі результати спостерігалися при зберіганні зерна пшениці в регульованих умовах, за яких отримана продукція має більший об'єм, шкірки, його поверхня є більш гладенькою та тоншою, без розривів; форма хліба правильна, пори м'якушки менші і вирівняні за розміром, колір м'якушки біліший.

Список літератури

1. Богомолов О. В., Верешко Н. В., Сафонов О. М. Зберігання та переробка сільськогосподарської продукції. Харків. Еспада, 2008. 544 с.

2. Верхованцева В. О., Ялчак В. Ф. Аналіз способів зберігання зерна. Проблеми харчових технологій і харчування. Сучасні виклики і перспективи розвитку. Міжнародна науково-технічна конференція. Донецьк. ДонНУЕТ, 2011. С. 125–128.

3. Дацишин О. В., Ткачук А. І., Гвоздєв О. В., Ялчак Ф. Ю., Гвоздєв В. О. Технологічне обладнання зернопереробних та олійних виробництв. Вінниця. Нова книга, 2009. 486 с.

4. Купрін Я. Н. Технология переработки зерна. Москва. Колос. 1977.

5. Чурсінов Ю. О., Черних С. А., Кошутько В. С. Системи та засоби захисту зернових запасів. Дніпропетровськ. ДДАУ. 2009. 313 с.

6. Боуманс Г. Эффективная обработка и хранение зерна. Москва. Агропромиздат. 1991. 608 с.

7. Малецький Б. Е., Лебедев В. Б., Винников Г. А. Технология приемки, хранения и переработки зерна. Москва. Агропромиздат. 1990. 367 с.

8. Гвоздєв О. В., Ялчак Ф. Ю., Рогач Ю. П., Сердюк М. М. Механізація переробної галузі агропромислового комплексу. Київ. Вища освіта. 2006. 479 с.

9. Агрономов Е. А. Хранение зерна. Москва. Пищепромиздат. 1935. 222 с.

10. Скалецька Л. В., Духовська Т. М., Сеньков А. М. Технологія зберігання і переробки продукції рослинництва. Практикум. Київ. Вища школа. 1994. 330 с.

11. Камінський В. Д., Бабіч М. Д. Переробка та зберігання сільськогосподарської продукції. Одеса. Аспект, 2000. 460 с.

12. Малин Н. И. Технология хранения зерна. Москва. Колос. 2005. 280 с.

13. Гинзбург А. С., Громов М. А., Красовская Г. И. Теплофизические характеристики пищевых продуктов. Справочник. Москва. Агропромиздат, 1990. 287 с.

14. Лыков А. В. Теория сушки. Москва. Энергия. 1968. 472 с.

15. Чижиков А. Г., Кабанов В. Ф. Теплофизические характеристики семян пшеницы. Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. 1976. № 11. С. 18–20.

16. Самочетов В. Ф., Джорогян Г. А. Зерно сушение. Москва. Колос, 1970. 287 с.

17. Кирьянов Д. В. Mathcad 13. Санкт-Петербург. БХВ –Петербург. 2006. 608 с.

18. Верхованцева В. О., Ялчак В. Ф., Гвоздєв О. В. Пристрій для охолодження й сушіння сільськогосподарських продуктів активним вентильованням. Патент 72178 UA. Заявлено 27.01.2012, опубліковано 10.08.2012. Бюл. №15.

19. Анежика І. Ф. Процеси і апарати харчових виробництв: підручник. Київ. НУХТ. 2003. 400с.

20. Лыков А. В. Теория теплопроводности. Москва. Высшая школа. 1967. 599с.

21. Ауэрман Л. Я. Технология хлебопекарного производства. Москва. Легкая и пищевая промышленность, 1984. 415 с.

22. Паламарчук І. П., Верхованцева В. О., Кюрчев С. В. 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.

References

1. Bogomolov, A. V., Varesco, N. V., Safonov, A. M. (2008). Storage and processing of agricultural products. Kharkov. Espada, 544.

2. Verkholtantseva, V. A., Alpecin, V. F. (2011). Analysis methods of grain storage. The problems of food technology and nutrition. Modern challenges and development prospects. International scientific-technical conference. Donetsk. Donnuet, 125-128.

3. Datsishin, A. V., Tkachuk, A. I., Gvozdev, V. A., Arpacik, F. J., Gvozdev, V. A. (2009). Technological equipment of grain processing and oil industries. Vinnitsa. New book, 486.

4. Kuprin, Y. N. (1977). Technology of grain processing. Moscow. Ear.

5. Curnow, J. A., Black, C. A., Koshulko, V. S. (2009). Systems and means of protection of grain stocks. Dnepropetrovsk. The DNAU. 313.

6. Boumans, G. (1991). Effective processing and storage of grain. Moscow. Agropromizdat. 608.

7. Little, E., Lebedev, V. B., Vinnikov, G. A. (1990). Technology acceptance, storage and pererabotchikam.

Moscow. Agropromizdat. 367.

8. Gvozdev, V. A., Arpacik, F. Y., Rogach, Y. P., Serdyuk, M. M. (2006). Mechanization of the processing industry of agro-industrial complex. Kiev. Higher education. 479.

9. Agronomists, A. E. (1935). Grain Storage. Moscow. Pisaraid. 222.

10. Skaletska, L. V., Dukovska, T. M., Senkov, M. A. (1994). Technology of storage and processing of crop production. Workshop. Kiev. High school. 330.

11. Kaminskiy, V. D., Babic, G. D. (2000). Processing and storage of agricultural products. Odessa. Aspect. 460.

12. Malin, N. S. (2005). The technology of storage of grain. Moscow. Ear. 280.

13. Ginzburg, A. S., Gromov, M. A., Krasovskaya, G. S. (1990). Thermophysical characteristics of food products. Reference. Moscow. Agropromizdat, 287.

14. Lykov, A. V. (1968). Theory of drying. Moscow. Energy. 472.

15. Chizhikov, A. G., Kabanov, V. F. (1976). Teplofizika-Kie characteristics of the wheat seeds. Mechanization and electrification of socialist agriculture. No 11. 18-20.

16. Samochatov, V. F., Daragan, G. A. (1970). Grain drying. Moscow. Kolos, 287.

17. Kiryanov, D. V. (2006). Mathcad 13. Saint-Petersburg. BHV –Petersburg. 608.

18. Verkholtantseva, V. A., Arpacik, F. V., Gvozdev, V. A. (2012). Device for cooling and drying of agricultural products active ventilation. Patent 72178 UA. Stated 27.01.2012, published on 10.08.2012. Bull. No 15.

19. America, F. I. (2003). Processes and apparatuses of food production: the textbook. Kiev. NUFT. 400.

20. Lykov, A. V. (1967). Theory of thermal conductivity. Moscow. High school. 599.

21. Auermann, L. Y. (1984). Technology of baking production. Moscow. Light and food industries, 415.

22. Palamarchuk, I. P., Verkholtantseva, A. V. Kurtsev, S. V. (2018). Use of product storage in the production. Materials of international scientific-practical conference "Agroecological aspects of production and processing of agricultural products", 7-8 June 2018. Melitopol-Kirillovka, 55.

ПРОЦЕС ОХОЛОДЖЕННЯ В ЗЕРНОХРАНИЛИЩІ ПРИ ХРАНЕННІ ЗЕРНОВОЇ ПРОДУКЦІЇ С ПОСЛЕДУЮЩОЮ РЕАЛІЗАЦІЄЮ В ПРОИЗВОДСТВЕ

С. В. Кюрчев

Аннотация. Реализуя разработаны метод низкотемпературной консервации для охлаждения зерна используют как естественную атмосферу, но и искусственно охлажденный с помощью холодильных установок, достигая при этом практически полного консервирования массы на весь период хранения; когда происходит постоянное взаимодействие хладагента с зерном. Применение холода позволяет быстро снизить начальную температуру партии зерна, предотвратить потери, которые возникают в результате активного развития микроорганизмов и комков. Для описания динамики процесса хоанения и

охлаждения материала принята модель проточного реактора идеального перемешивания, при котором градиентами параметров процесса по высоте и поперечному сечению пренебрегаем, а процесс охлаждения зерно принимаем безградиентным. При таких условиях испарения влаги с поверхности зерна, перенос пара с поверхности в окружающую среду происходит в основном за счет разницы парциального давления пара на поверхности зерна и окружающей среды. Разработана математическая модель адекватно описывает динамику изменения параметров зернового материала и хладагента на выходе из зернохранилища, с учетом перераспределения влаги в массе сырья под действием постепенного прогрева внутренних слоев продукции в определенной допустимой температуры нагрева зерна. Для оценки хлебопекарных свойств зернового сырья, хранившейся по представленной технологии, проводилась пробная лабораторная выпечка согласно методике Госкомиссии по сортоиспытанию. По результатам испытаний качества сырой клейковины, она стала более упругой, хотя изменения эти по обем исследуемых образцах зерна пшеницы были небольшие. Хранение в регулируемой температурном режиме способствовало укреплению клейковины. При таких условиях полученная продукция имеет больший обем коолчки, более гладкую и тонкую поверхность; форма хлеба является правильным, цвет мякиша оказался белее, а поры - меньшие и выровненные по раз меру.

Ключевые слова: хранение, зерно, пшеница, охлаждение, температура, хлебопекарные свойства, хладагент.

PROCESS OF COOLING IN GRANARY WHEN STORING GRAIN PRODUCTS FOLLOWED BY SALE IN PRODUCTION

Kiurchev S. V.

Abstract. Realizing the developed method of low-temperature conservation for grain cooling is used as a natural atmosphere, but also artificially cooled with the help of refrigeration units, while achieving a nearly complete canning of the mass for the entire storage period; when there is a constant interaction of the refrigerant with the grain. The use of cold can quickly reduce the initial temperature of the batch of grain, prevent losses that result from the active development of microorganisms and comas. To describe the dynamics of the process of hooning and cooling of the material, a model of an ideal mixing flow reactor is adopted, in which gradients of process parameters along height and cross section are neglected, and the process of cooling the grain is assumed to be without gradient. Under such conditions, moisture evaporation from the grain surface, the transfer of steam from the surface to the environment occurs mainly due to the difference in the partial pressure of the vapor on the surface of the grain and the surrounding medium. A mathematical model is developed that adequately describes the dynamics of the parameters of the grain material and refrigerant at the outlet from the granary, taking into account the redistribution of moisture in the mass of the raw material under the influence of the

gradual heating of the inner layers of production in a certain permissible temperature of grain heating. To assess the baking properties of grain raw materials stored according to the technology, trial laboratory baking according to the procedure of the State Commission for Variety Testing. According to the results of testing the quality of raw gluten, it became more elastic, although these changes in both samples of wheat grain were small. Storage in a controlled temperature regime promoted strengthening of gluten. Under such conditions, the products obtained have a larger volume of bobbins, a smoother and thinner surface; the shape of the bread is correct, the color of the crumb is whiter, and the pores are smaller and lined in size.

Key words: storage, grain, wheat, cooling, temperature, baking properties, refrigerant.

УДК 628.511.633.85

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ОЧИЩЕННЯ ПРЕСОВОЇ КАСТОРОВОЇ ОЛІЇ МЕТОДОМ ФЛОТАЦІЇ

В. В. Дідур, В. А. Дідур, І. П. Назаренко, О. П. Назарова, О. В. Діденко

Таврійський державний агротехнологічний університет, Україна.

Кореспонденція авторів: tsapk@tsatu.edu.ua.

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

Бібл. 12, рис. 8, табл. 0.

Анотація. Сформульована проблема, яка виникає при переробці рослинних олій на етапі їх очищення. Запропоновано метод та технічні засоби її вирішення з використанням електрофлотації з попередньою гідратацією фосфатидів. Для підтвердження працездатності запропонованого методу розроблено математичну модель, яка заснована на динаміці діелектричних частинок в електричному полі та розв'язанні відповідного диференційного рівняння їх руху. На підставі чисельного розв'язання диференціального рівняння руху частинок отримані залежності швидкості осадження крапель води на електроди електрофлотатора від відстані до електроду та напруги на електродах, що дозволило визначити час видалення води разом із домішками з олії та конструктивні параметри системи електродів, а також продуктивність електрофлотатора. Проведено експериментальні дослідження які підтвердили адекватність теоретичної моделі. Розбіжність експериментальних і теоретичних даних не перевищує 7 %.

Ключові слова: ріцинова олія, флотація, електрофлотація, очищення олій, рослинні домішки, фосфати, діелектрична рідина.

Постановка проблеми

Сучасна олієжирова промисловість України зорієнтована тільки на переробку соняшника. В той час як ґрунтово-кліматичні умови нашої країни є такі, що дозволяють виробляти у промислових обсягах багато інших олійних культур. Так, наприклад, умови Півдня України є дуже сприятливими для виробництва насіння ріцини із якої отримують касторову олію. Сучасні технології переробки ріцини, із за малих обсягів виробництва на відміну від переробки соняшника, спрямовані на безекстракційний віджим олії за допомогою шнекових пресів. Відомо, що при такій технології отримуємо олію темного кольору, забруднену дрібнодисперсними частинками рослинних домішок і фосфатидами (рис. 1).

Така олія потребує обов'язкового очищення, що повинно бути передбачено як окрема технологічна операція в технології переробки ріцини. Ефективне очищення діелектричних рідин забруднених мікронними частинками рослинних домішок і фосфатидів є

дуже важливою як господарською так і науковою проблемою [1].



Рис. 1. Олія ріцини до та після очищення.

Аналіз останніх досліджень

На теперішній час відомо багато способів очищення робочих рідин, рослинних олій, води та промислових стоків [5]. Серед цих найбільш відомими є:

- очищення рідини за допомогою фільтрації через різні пористі перегородки [6];
- очищення рідини за допомогою силових полів [3, 4];
- очищення рідини за допомогою флотації [7].

Вивчення можливостей кожного із способів дозволяє констатувати, що стосовно в'язкої діелектричної рідини, якою є касторова олія, найбільш прийнятним є спосіб флотації, зокрема, електрофлотації [2].

Суть цього способу полягає у використанні для виносу на поверхню мікронних домішок і попередньо гідратованих фосфатидів бульбашками пару створених при кипінні води добавленої у олію. Цей процес інтенсифікується електричним полем високої напруги, що дозволить, на нашу думку, отримати достатню кількість бульбашок для процесу флотації.

Мета досліджень

Мета досліджень полягає в обґрунтуванні технологічних режимів процесу електрофлотації при очи-

щенні пресової касторової олії і конструктивних параметрів апарата для її здійснення.

Результати досліджень

Для очищення рицинової олії від фосфатидів і рослинних домішок попередньо здійснюють їх гідратацію при концентрації води 1,5...2 %. Видалення гідратованих фосфатидів і домішок пов'язане з певними особливостями: велика в'язкість рицинової олії та її спроможність утримувати гідратовані фосфатиди в майже колоїдному стані. Крім того після очищення олія потребує видалення остатків води [8, 9].

Запропонована технологія очищення олії полягає в наступному. Після проведення гідратації емульсія підігрівается до температури близько 100 °С і надходить в ємність, в якій встановлено систему електродів у вигляді паралельних циліндрів. На електроди подається змінна висока напруга, що створює в міжелектродному просторі електричне поле. Величина напруги повинна бути якомога високою, але такою, щоб не виник електричний пробій рідини.

Для створення математичної моделі розглянемо в'язку діелектричну рідину, яка вміщує зважені діелектричні частинки. Відповідно до другого закону Ньютона рівняння руху частинки в рідині під дією сили електричного поля та інших сил (рис.2) має вигляд:

$$m \frac{d\vec{v}}{dt} = \vec{F}_e + \vec{F}_c + \vec{F}_g, \quad (1)$$

де m – маса частинки; кг;

$\vec{v}$ – швидкість руху частинки, м/с;

$\vec{F}_e$ – сила, що діє на поляризовану незаряджену частинку в електричному полі, Н;

$\vec{F}_c$ – сила опору в'язкої рідини руху частинки, Н;

$\vec{F}_g$ – гравітаційна сила, Н.

Будемо вважати, що частинки мають форму кулі. Гравітаційною силою нехтуємо у зв'язку з її малою величиною у порівнянні з електричною силою (рис. 2).

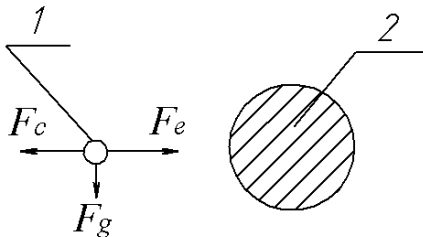


Рис. 2. Сили, що діють на частинку в електричному полі поблизу електроду: 1 – частинка гідратованих фосфатидів та домішок; 2 – електрод.

Для отримання розрахункової формули сили опору рідини руху частинки зробимо оцінку значення числа Рейнольдса за формулою [10]

$$R = \frac{v a \rho}{2 \eta}, \quad (2)$$

де R – число Рейнольдса;

a – діаметр кулі, м;

ρ – щільність рідини, кг/м³;

η – динамічна в'язкість, Па·с.

При орієнтовній швидкості руху $v=1$ мм/с, діаметр частинки $a=50$ мкм, $\eta=5 \cdot 10^{-3}$ Па·с (рицинова олія при $t=90$ °С) формула (2) дає значення числа Рейнольдса $Re=0,001$. Таке значення числа Рейнольдса дає підставу розраховувати силу опору в'язкої рідини руху частинки, що має форму кулі за наступною формулою [10]:

$$\vec{F}_c = 6 \pi \eta (\vec{v} - \vec{v}_p) a, \quad (3)$$

де $\vec{v}_p$ – швидкість руху рідини, м/с.

В створеному неоднорідному електричному полі на краплі води та гідратовані фосфатиди діє сила, що забезпечує їх рух до поверхні електродів [11]:

$$\vec{F}_e = 4 \pi \cdot \epsilon_c \cdot a^3 \frac{\epsilon_q - \epsilon_c}{\epsilon_q + 2 \epsilon_c} \left(E_x \frac{\partial \vec{E}}{\partial x} + E_y \frac{\partial \vec{E}}{\partial y} + E_z \frac{\partial \vec{E}}{\partial z} \right), \quad (4)$$

де ϵ_c – діелектрична проникність (ДП) рицинової олії, Ф/м; ($3 \cdot 10^{-11}$ Ф/м);

ϵ_q – ДП речовини кулі (води), Ф/м; ($60 \cdot 10^{-11}$ Ф/м);

$\vec{E}$ – діюче значення вектору напруженості електричного поля, В/м.

На підставі другого закону Ньютона можна скласти рівняння руху кулі в рідині:

$$\frac{d^2 \vec{r}}{dt^2} + \frac{9 \eta}{2 a^2 \rho} \left(\frac{d \vec{r}}{dt} \right) - \frac{3}{4 \pi a^3 \rho} \vec{F}_e(\vec{r}) = 0, \quad (5)$$

де $\vec{r}$ – радіус-вектор, м.

Розглянемо рух частинки вздовж лінії, що з'єднує центри електродів.

В такому випадку потенціал електричного поля між двома паралельними циліндрами описується рівнянням [12]:

$$U(x) = U_{12} \frac{\ln \left(\frac{x-D}{x} \right)}{2 \cdot \ln \left(\frac{D}{R} \right)}, \quad (6)$$

де U_{12} – різниця потенціалів між електродами, В;

D – відстань між осями електродів, м;

R – радіус електродів, м.

Напруженість електричного поля визначається формулою:

$$E(x) = - \frac{dU}{dx} = -U_{12} \frac{D}{2 \cdot (x-D) \cdot x \cdot \ln \left(\frac{D}{R} \right)}. \quad (7)$$

Гradient напруженості поля:

$$\frac{dE}{dx} = U_{12} \frac{D(2x-D)}{2 \cdot (x-D)^2 \cdot x^2 \cdot \ln \left(\frac{D}{R} \right)}. \quad (8)$$

Відповідно до формул (4), (7), (8) маємо:

$$\begin{aligned} \vec{F}_e &= 4 \pi \cdot \epsilon_c \cdot a^3 \frac{\epsilon_q - \epsilon_c}{\epsilon_q + 2 \epsilon_c} \left(E_x \frac{\partial \vec{E}}{\partial x} \right); \\ \vec{F}_e &= -4 \pi \cdot \epsilon_c \cdot a^3 \frac{\epsilon_q - \epsilon_c}{\epsilon_q + 2 \epsilon_c} U_{12}^2 \times \\ &\quad \times \frac{D^2(2x-D)}{4 \cdot (x-D)^3 \cdot x^3 \cdot \left(\ln \left(\frac{D}{R} \right) \right)^2}. \end{aligned} \quad (9)$$

З формул (5) та (9) отримуємо диференціальне рівняння другого порядку руху частинки у в'язкій рідині:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{9 \eta}{2 a^2 \rho} \left(\frac{dx}{dt} \right) - \frac{3}{\rho} \cdot \epsilon_c \cdot \frac{\epsilon_q - \epsilon_c}{\epsilon_q + 2 \epsilon_c} \left(\frac{D \cdot (U_1 - U_2)}{2 \cdot \ln \left(\frac{D}{R} \right)} \right)^2 \cdot \\ \cdot \frac{2x-D}{(x-D)^3 \cdot x^3} = 0. \end{aligned} \quad (10)$$

Це рівняння не розв'язується аналітично, тому використано чисельне розв'язання методом Рунге-Кутта в середовищі програми MATCAD. Отримано залежності координати руху частинки, та її швидкості

від часу при різних початкових умовах (рис. 3, рис. 4). Ці залежності отримано для електродів радіусом $R=1$ мм, при відстані між осями $D=10$ мм, напрузі на електродах $U_{12}=5$ кВ, для частинки діаметром $a=50$ мкм з $\varepsilon_q=6 \cdot 10^{-10}$ Ф/м, при в'язкості рідини $\eta=0,05$ Па·с та $\varepsilon_c=3 \cdot 10^{-11}$ Ф/м і початковими координатами $x_{01}=1$ мм, $x_{02}=2$ мм, $x_{03}=3$ мм, $x_{04}=4$ мм.

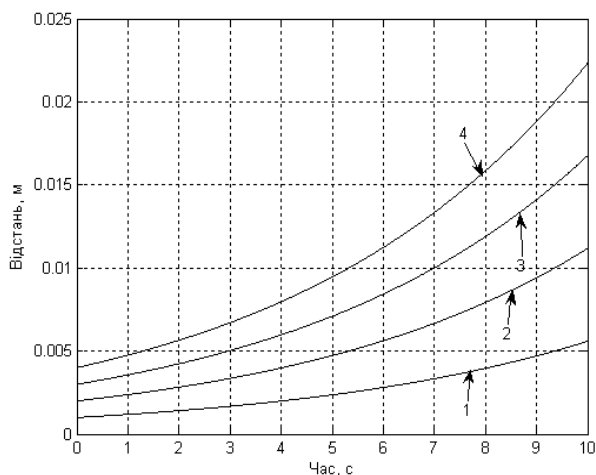


Рис. 3. Залежність відстані від часу при початку руху з точок з координатами: 1 - 1 мм; 2 - 2 мм; 3 - 3 мм; 4 - 4 мм.

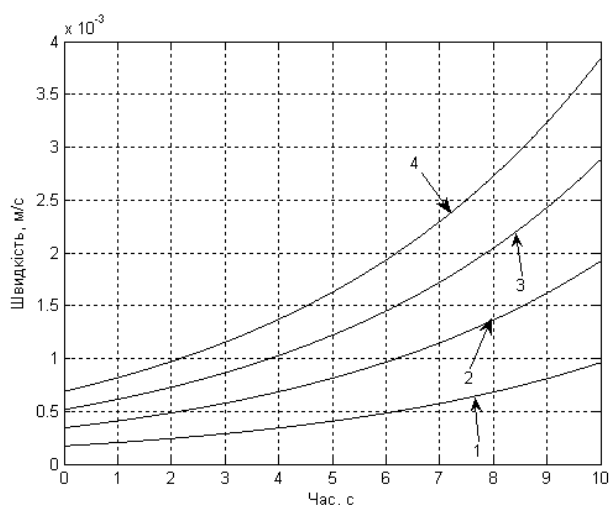


Рис. 4. Залежність швидкості від часу при початку руху з точок з координатами: 1 - 1 мм; 2 - 2 мм; 3 - 3 мм; 4 - 4 мм.

З отриманих залежностей можна визначити швидкість частинки в момент стикання з електродом при різних початкових координатах. Аналіз залежностей (рис. 3) і (рис. 4) показав, що ця швидкість не залежить від початкової координати руху і для вказаних умов складає близько 0,8 мм/с. Аналогічні розрахунки було проведено для напруг на електродах: 4,5 кВ; 4 кВ; 3,5 кВ; 3 кВ. В результаті отримано залежності швидкості осадження частинок на електроди від величини напруги (рис. 5).

При роботі флотаційної камери в безперервному режимі об'єм води в одиницю часу, що подається в камеру дорівнює:

$$Q_b = N \cdot Q_c, \quad (11)$$

де Q_b – продуктивність по воді, м³/с;
 N – вміст води в суміші, відносні одиниці (в.о.);
 Q_c – продуктивність по суміші, м³/с.

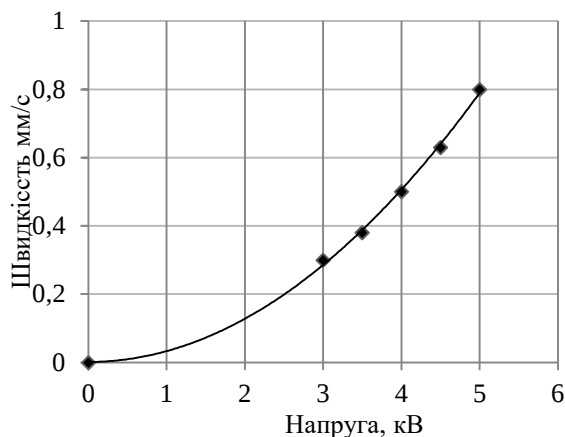


Рис. 5. Залежність швидкості руху частинки в момент стикання з електродом від напруги.

Об'єм води в одиницю часу, що виділяється на електродах у вигляді пари:

$$Q_b = \pi \cdot N \cdot v \cdot d \cdot l, \quad (12)$$

де v – швидкість зважених крапель води, м/с;

d – діаметр електроду, м;

l – довжина електроду, м.

З рівняння балансу води в камері:

$$N \cdot Q_c = \pi \cdot N \cdot v \cdot d \cdot l, \quad (13)$$

отримуємо вираз для розрахунку загальної довжини електродів:

$$l = \frac{Q_c}{\pi \cdot v \cdot d}. \quad (14)$$

При роботі флотаційної камери в періодичному режимі зменшення об'єму води в одиницю часу, повинно дорівнювати об'єму води, що виділяється на електродах:

$$V \cdot \frac{dN}{dt} = \pi \cdot N \cdot v \cdot d \cdot l, \quad (15)$$

де V – об'єм камери, м³.

При розв'язанні цього диференціального рівняння отримуємо:

$$N = N_0 e^{-\frac{\pi \cdot v \cdot d \cdot l}{V} t}, \quad (16)$$

де N_0 – початковий вміст води в суміші, в.о.

Отримане рівняння дозволяє розрахувати теоретичне значення зменшення вмісту води в олії з часом під дією електричного поля при різних умовах та порівняти результат з експериментальними даними.

Крім цього з рівняння (16) можна розрахувати потрібну довжину електродів для забезпечення технологічних вимог до процесу очищення:

$$l = -\frac{\ln\left(\frac{N}{N_0}\right) \cdot V}{\pi \cdot v \cdot d \cdot t}. \quad (17)$$

Для перевірки математичної моделі процесу очищення ріцинової олії в електричному полі було побудовано графічні залежності вмісту води в олії від часу за формулою (16) при напругах на електродах: 3 кВ; 3,5 кВ; 4 кВ; 4,5 кВ; 5 кВ, що відповідають швидкостям осадження на електроди 0,3 мм/с, 0,38 мм/с, 0,5 мм/с, 0,63 мм/с, 0,8 мм/с відповідно графіку

рис. 4, та порівняно з експериментальними даними. Отримані теоретичні залежності рис. 6 побудовані для об'єму рідини 10^{-3} м^3 , радіусу електродів 10^{-3} м , довжини електродів 1 м та початкового вмісту води 2 %.

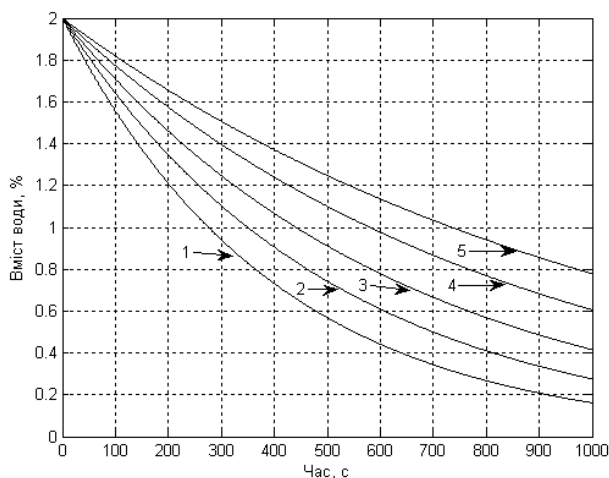


Рис. 6. Теоретичні залежності вмісту води від часу при напрузі на електродах: 1 - 5 кВ; 2 - 4,5 кВ; 3 - 4 кВ; 4 - 3,5 кВ; 5 - 3 кВ.

Для підтвердження отриманих теоретичних залежностей рис. 6 було розроблено методику та проведено відповідні експериментальні дослідження з очищення ріцинової олії в електричному полі.

Лабораторна установка складалась з джерела живлення регульованої високої змінної напруги (від 0 до 5 кВ), камери об'ємом 10^{-3} м^3 в якій розміщувалась система електродів у вигляді паралельних циліндрів діаметром 2 мм загальна довжина яких складала 1 м, а відстань між ними – 1 см. Камера наповнювалась попередньо виготовленою емульсією ріцинової олії з водою при вмісті води 2 %. Емульсія отримувалась механічним перемішування протягом 2 хвилин при температурі 50 °С.

За допомогою інфрачервоного нагрівача ріциноводяна емульсія підігрівалась до температури 95... 100 °С. Після підігріву на електроди подавалась висока напруга. Через кожні 200 с відбирались проби для аналізу вмісту води та гідратованих фосфатидів та механічних домішок. Вміст води визначався ваговим методом після випарювання, а вміст гідратованих фосфатидів та домішок після центрифугування. На рис. 7 та рис. 8 представлено отримані експериментальні залежності.

Ступінь очищення ріцинової олії від гідратованих фосфатидів та механічних домішок розраховано за формулою:

$$C_{\text{оч.}} = \frac{(X_1 - X_2) \cdot 100}{X_1}, \quad (18)$$

де X_1 – масовий вміст частинок гідратованих фосфатидів та механічних домішок в суспензії до очищення, %;

X_2 – масовий вміст частинок гідратованих фосфатидів та механічних домішок в суспензії після очищення, %.

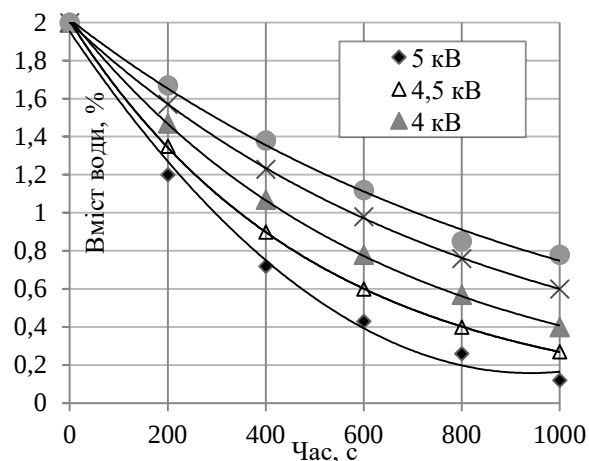


Рис. 7. Експериментальні залежності вмісту води від часу при різних напругах на електродах.

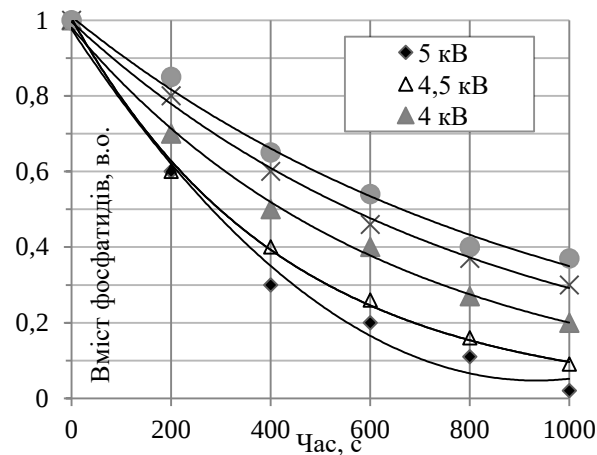


Рис. 8. Експериментальні залежності вмісту фосфатидів та механічних домішок від часу при різних напругах на електродах.

Розрахунок показав, що запропонований спосіб забезпечує ступінь очищення ріцинової олії від гідратованих фосфатидів та механічних домішок за час 1000 с при напрузі на електродах 5 кВ на рівні 97%.

Висновки

1. Отримано диференціальне рівняння динаміки руху крапель води і гідратованих фосфатидів та механічних домішок в ріциновій олії в електричному полі, яке створено системою паралельних циліндричних електродів. Розв'язання цього рівняння дозволило визначити швидкість осадження крапель на електроди. Доведено, що швидкість осадження за певними припущеннями не залежить від початкової координати руху крапель. Це пояснюється дією електричного поля і відповідної сили тільки на невеликій відстані від електроду.

2. Отримані теоретичні залежності швидкості осадження крапель від напруги на електродах дозволили розрахувати час видалення води і гідратованих фосфатидів та механічних домішок з ріцинової олії та конструктивні параметри системи електродів.

3. Порівняння теоретичних та експериментальних залежностей часу видалення вологи та гідратованих фосфатидів та механічних домішок з рицинової олії від напруги на електродах підтвердило адекватність теоретичної моделі експериментальним даним (максимальне відхилення теоретичних величин від експериментальних не перевищує 7 %) та доцільність використання запропонованого методу очищення пресової рицинової олії від фосфатидів і механічних домішок в електричному полі (ступінь очищення за час 1000 с складає 97%).

Список літератури

1. ГОСТ 6757-96. Масло касторовое техническое. Технические условия. 1996.
2. Дідур В. В., Діденко О. В., Дідур В. А., Левочко Д. В. Патент України № 127279. Спосіб очищення рослинної олії. Заявник та власник Таврійський державний агротехнологічний університет.-U201801594. Заявлено 19.02.2018, опубліковано 25.07.2018. Бюл. № 4.
3. Месеняшин А. И. Электрическая сепарация в силовых полях. Москва. Недра. 1978. С. 175.
4. Маев В. В., Смирнов Г. А., Ефремова Г. А. Тенденции развития систем очистки моторно-трансмиссионных масел и гидравлических жидкостей современных тракторов. Обзорная информация. Москва. ЦНИИТЭИ Трактороссельмаш. 1986. 58 с.
5. Никитин Г. А. Проблемы чистоты жидкостей топливных масляных и гидравлических систем. Киев. Общество Знание УССР. 1978. 18 с.
6. Бошта Т. М. Машиностроительная гидравлика. Москва. Машиностроение. 1971. 671 с.
7. Проскуряков В. А., Шмидт Л. И. Очистка сточных вод в химическо промышленности. Химия. 1977. 463 с.
8. Берил И. И., Болога М. К. Электросепарация фосфатидов подсолнечного масла. Электронная обработка материалов. 1994. №6. С. 60–63.
9. Болога М. К., Берил И. И. Рафинация подсолнечного масла в электрическом поле: монография. АН Республики Молдова. Институт прикладной физики. Молдова. Stiinta. 2004. 214 с.
10. Ландау Л. Д., Лифшиц Е. М. Теоретическая физика. Москва. Наука. 1973. Том 6. Гидродинамика. 736 с.
11. Назаренко И. П. Теоретичні дослідження взаємодії електричного поля з діелектричними суспензіями в багатоелектродних системах. Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. Мелітополь. 2012. Вип. 12, т. 1. С. 35–45.
12. Миролюбов Н. Н., Костенко М. В., Левинштейн М. Л., Тиходеев Н. Н. Методы расчета электростатических полей. Москва. Высшая школа. 1963. 416 с.
2. Didur, V. V., Didenko, A. V., Didur, V. A. (2018). Patent of Ukraine No. 127279. The method of purification of vegetable oil. The applicant and owner of the Tavria State Agrotechnological University. u201801594. Stated 19.02.2018 published 25.07.2018. Bull. No. 4.
3. Meseniakin, A. S. (1978). The electrical separation is in force fields. Moscow. Bowels. 175.
4. Maev, V. V., Smirnov, G. A., Efremova, G. A. (1986). Trends in the development of cleaning systems engine transmission oils and hydraulic fluids modern tractors. Overview. Moscow. Tsniitei of Tractorasul. 58.
5. Nikitin, G. A. (1978). Problem of clean fluids fuel oil and hydraulic systems. Kiev. The Knowledge society of the USSR. 18.
6. Basta, T. M. (1971). Engineering hydraulics. Moscow. Engineering. 671.
7. Proskuryakov, V. A., Shmidt, L. S. (1977). Wastewater treatment in the chemical industry. Chemistry. 463.
8. Beryl, S. S., Bologoe, M. K. (1994). Electroseparation phosphatides sunflower oil. Electronic processing of materials. No 6. 60-63.
9. Bologoe, M. K., Beryl, S. S. (2004). Refining sunflower oil in an electric field: monograph. Academy of Sciences of the Republic of Moldova. Institute of applied physics. Moldova. Stinta. 214.
10. Landau, L. D., Lifshits, E. M. (1973). Theoretical physics. Moscow. Science. Volume 6. Hydrodynamics. 736.
11. Nazarenko, I. P. (2012). Theoretical studies of the interaction of electric field with dielectric suspensions in multielectrode systems. Labor Taurian state agrotechnological University. Melitopol. Vol. 12, Is. 1. 35-45.
12. Myrolyubov, N. N., Kostenko, N. V., Loewenstein, M. L., Tikhodeev, N. N. (1963). Methods of calculating electro-static fields. Moscow. High school. 416.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ОЧИСТКИ ПРЕССОВОГО КАСТОРОВОГО МАСЛА МЕТОДОМ ФЛОТАЦИИ

В. В. Дидур, В. А. Дидур, И. П. Назаренко,
А. П. Назарова, А. В. Диденко

Аннотация. Сформулирована проблема, которая возникает при переработке растительных масел на этапе их очистки. Предложен метод и технические средства ее решения с использованием электрофлотации с предварительной гидратацией фосфатидов. Для подтверждения работоспособности предложенного метода разработана математическая модель, которая основана на динамике диэлектрических частиц в электрическом поле и решении соответствующего дифференциального уравнения их движения. На основании численного решения дифференциального уравнения движения частиц получены зависимости скорости осаждения капель воды на электроды электрофлотатора от расстояния до электрода и напряжения на электродах, что позволило определить время удаления воды вместе с примесями масла и конструктивные параметры системы электродов, а также производительность электрофлотатора. Проведены экспери-

References

1. GOST 6757-96. (1996). Castor oil technical. Specifications.

ментальные исследования которые подтвердили адекватность теоретической модели. Расхождение экспериментальных и теоретических данных не превосходит 7 %.

Ключевые слова: касторовое масло, флотация, электрофлотация, очистки масла, растительные примеси, фосфатиды, диэлектрическая жидкость.

MODELING OF THE PROCESS OF PURIFICATION PRESS CASTOR OIL BY FLOTATION METHOD

*Didur V. V., Didur V. A., Nazarenko I. P.,
Nazarova O. P., Didenko O. V.*

Abstract. We have formulated the problem that occurs when processing vegetable oils at the stage of their filtering. The method and technical means of its solution are proposed with the use of electroflotation with the prior hydration of phosphatides. To prove the efficiency of the proposed method, a mathematical model was developed, which is based on the dynamics of dielectric particles in the electric field and the solution of the corresponding differential equation of their motion.

On the basis of the numerical solution of the differential equation of motion of particles, dependences of the velocity of precipitation of water droplets on the electrodes of an electroflotation from the distance to the electrode and the voltage on the electrodes were obtained. This made it possible to determine the time of water removal, along with oil impurities, and the structural parameters of the system of electrodes, as well as the efficiency of the electroflotator.

The adequacy of the theoretical model was confirmed by experimental studies. The difference between the experimental and theoretical data does not exceed 7%.

Key words: castor oil, flotation, electroflotation, oil purification, plant additives, phosphatides, dielectric fluid.

УДК 631.3:62-192

УЗАГАЛЬНЕНА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ НАДІЙНОСТІ СИСТЕМИ «ЛЮДИНА-МАШИНА» ПРИ ЗНИЖЕННІ ЕФЕКТИВНОСТІ ЇЇ РОБОТИ

А. І. Бойко, А. В. Новицький

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Кореспонденція авторів: anatoliy.boyko1946@gmail.com, Novytskyy@nubip.edu.ua.

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

Бібл. 6, рис. 1, табл. 0.

Анотація. В статті представлено аналіз наукових досліджень, які спрямовані на забезпечення надійності систем «людина-машина».

Розроблена математична модель надійності ерготичної системи «людина-машина» для виявлення впливу її параметрів на динамічні характеристики надійності. Показники встановлені при поступовій втраті системою своїх початкових параметрів. Побудовано розмічений граф станів і переходів системи «людина-машина» в різні можливі стани. Система може знаходитись у двох основних станах: працездатному і непрацездатному. Для спрощення розв'язку завдань математичного опису поведінки ерготичної системи додатково введені фіктивні стани. При математичному моделюванні опису роботи для систем прийняті наступні припущення. Потоки відмов і відновлень є простішими марківськими, відновлення системи починається зразу ж після її відмови, відновлена система не поступається своїми характеристиками новій, включення в роботу системи відбувається відразу ж після завершення процесу відновлення.

Модель описана стохастичними диференціальними рівняннями балансу ймовірностей станів і переходів Колмогорова. Вирішення системи рівнянь проведено у перетвореннях Лапласа-Карсона. Ймовірності станів у формі переходів від оригіналів до зображень знайдені згідно правила Крамера. Основний визначник системи рівнянь включає комбінацію характеристик і є необхідним розрахунковим елементом для визначення динамічних характеристик надійності.

Ключові слова: надійність, система, людина-машина, відмова, відновлення.

Постановка проблеми

Сучасний стан розвитку механізації і автоматизації виробничих процесів, а також наукова організація експлуатації техніки характеризується сумісною ефективною роботою як людини-оператора, що управляє технікою, так і станом самої техніки. Така взаємодія, що передбачає доповнення кваліфікації і уміння людини станом і можливостями машин безумовно сприяє досягненню більш вагомих

показників продуктивності, якості виконання робіт і надійності при експлуатації систем «людина-машина».

Ерготичні системи, які органічно пов'язують роль людини і можливості машин, знайшли своє використання у багатьох галузях промисловості: в автомобільному транспорті, авіації, управлінні окремими складними машинами і їх комплексами на добувних і переробних підприємствах, а також в сільському господарстві.

Аналіз останніх досліджень

Однак, незважаючи на певні досягнення, які в основному спрямовані на підвищення показників техніки, таких, як продуктивність, питомі енерговитрати, якість продукції, тощо, в дослідженнях мало уваги приділено питанням надійності використання машин.

З позицій надійності висвітлені тільки окремі позиції забезпечення повного рівня працездатності ерготичних систем. В той же час, відомі ґрунтовні праці по системному підходу при дослідженні надійності виконані Ушаковим І. А. [1], Половко А. М. [2], Руденко Ю. Н. [3], Рябініним І. А. [4], Леонтьєвим Л. П. [5].

В той же час, на сучасному рівні розробок, експлуатації і обслуговування машин ігнорувати впливом оператора чи реальним станом техніки на надійність її використання стає недопустимим.

Мета досліджень

Метою даної роботи є розробка математичної моделі надійності ерготичної системи «людина-машина» для виявлення впливу її властивостей на динамічні характеристики надійності при поступовій втраті системою своїх початкових параметрів.

Результати досліджень

Ерготичні системи, які утворюються з тісною взаємодією людини і техніки є достатньо складними

для вивчення і можуть фізично знаходитись у різних стадіях функціонування, починаючи з нарощування потенційних можливостей і закінчуючи старінням і деградацією.

Певний науково-практичний інтерес представляє собою реальна ситуація, коли техніка старіючи втрачає свою надійність, а персонал, який управляє машинами, знижує своє дбайливе відношення до неї, втрачає увагу при накопиченні втоми і зниженні реакції до правильних управлінських дій, особливо в можливих нестандартних ситуаціях.

Основою математичної формалізації при дослідженні даної ситуації може бути побудова розміченого графу станів і переходів системи «людина-машина» в різні можливі стани (рис. 1).

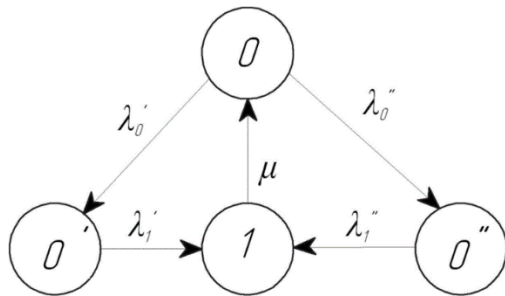


Рис. 1. Розмічений граф станів і переходів системи «людина-машина» у різні можливі стани: „0” – працездатний стан; „1” – непрацездатний стан (усунення відмов); „(0)”, „(0)′” – проміжні (фіктивні стани); $\lambda_0', \lambda_0'', \lambda_1', \lambda_1''$ – інтенсивності, що характеризують формування відмов, μ – інтенсивність відновлення.

Правомірно допустити, що система може знаходитись у двох основних станах: працездатному – „0” і непрацездатному – „1” (відновлення, ремонт і т.д. після відмови). Фіктивні стани „(0)”, „(0)′” вводяться додатково для спрощення рішення завдань математичного опису поведінки ерготичної системи, переводячи немарківські процеси її переходів в марківські. Передбачається, що після кожного відновлення, система набуває властивості такі ж як і нова. Таким чином, процес функціонування ерготичної системи розглядається як послідовність переходів між працездатним і непрацездатним станами.

При математичному моделюванні опису роботи для систем, які досліджуються приймаються наступні припущення:

- потоки відмов і відновлень є простішими марківськими;
- відновлення системи починається зразу ж після її відмови;
- відновлена система не поступається своїми характеристиками новій;
- включення в роботу системи відбувається відразу ж після завершення процесу відновлення.

Таким чином, шляхом введення додаткових фіктивних етапів і приведених припущень, модель функціонування системи «людина-машина» може бути представлена наступними стохастичними диференціальними рівняннями балансу ймовірностей станів і переходів (рівняннями Колмогорова) [1, 2]:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} P_0(t) = -\lambda_0' P_0(t) + \mu P_1(t) - \lambda_0'' P_0(t); \\ \frac{d}{dt} P_1(t) = -\lambda_1' P_0(t) + \mu P_1(t) + \lambda_1'' P_0(t); \\ \frac{d}{dt} P_0'(t) = -\lambda_1' P_0'(t) + \lambda_0' P_0(t); \\ \frac{d}{dt} P_0''(t) = -\lambda_0'' P_0''(t) + \lambda_0' P_0(t). \end{cases} \quad (1)$$

де $P_0(t)$ – ймовірність перебування системи в працездатному стані; $P_0'(t)$ – ймовірність перебування системи в проміжному (фіктивному) стані, обумовленому зниженням уваги оператора до техніки; $P_0''(t)$ – ймовірність перебування системи в проміжному (фіктивному) стані внаслідок природного старіння машини; $P_1(t)$ – ймовірність перебування системи в непрацездатному стані.

Нормувальною умовою ймовірностей станів ерготичної системи є наступна сума:

$$P_0(t) + P_1(t) + P_0'(t) + P_0''(t) = 1. \quad (2)$$

За початкову умову можна прийняти ситуацію, коли складові підсистем «людина» і «машина» забезпечують роботу системи і вона перебуває у працездатному стані. Таким чином, для часу $t=0$, ймовірність $P_0(t) = 1$. Відповідно ймовірності інших станів дорівнюють нулеві:

$$P_1(t) = 0; \quad P_0'(t) = 0; \quad P_0''(t) = 0.$$

Вирішення системи рівнянь (1) доцільно проводити в перетвореннях Лапласа-Карсона [5]. Тоді з урахуванням приведених початкових умов можна записати:

$$\begin{cases} S\varphi_0(S) - 1 = -\lambda_0'\varphi_0(S) + \mu\varphi_1(S) - \lambda_0''\varphi_0(S); \\ S\varphi_1(S) = \lambda_0'\varphi_0(S) - \mu\varphi_1(S) + \lambda_0''\varphi_0(S); \\ S\varphi_0'(S) = -\lambda_1'\varphi_0'(S) + \lambda_0'\varphi_0(S); \\ S\varphi_0''(S) = -\lambda_0''\varphi_0''(S) + \lambda_0'\varphi_0(S). \end{cases} \quad (3)$$

Доцільно друге рівняння системи (3) замінити на нормовану умову (2). Тоді після упорядкування запису система диференціальних рівнянь представляється наступним чином:

$$\begin{cases} (S + \lambda_0' + \lambda_0'')\varphi_0(S) - \mu\varphi_1(S) = 1; \\ S\varphi_0(S) + \mu\varphi_1(S) + S\varphi_0'(S) + S\varphi_0''(S) = 1; \\ -\lambda_0'\varphi_0(S) + (S + \lambda_1')\varphi_0'(S) = 0; \\ -\lambda_0''\varphi_0(S) + (S + \lambda_1'')\varphi_0''(S) = 0. \end{cases} \quad (4)$$

Після проведених перетворень маємо систему алгебраїчних рівнянь. Коефіцієнти невідомих утворюють відповідну матрицю:

$$\begin{vmatrix} \varphi_0(S) & \varphi_1(S) & \varphi_0'(S) & \varphi_0''(S) \\ (S + \lambda_0' + \lambda_0'') & -\mu & 0 & 0 \\ S & S & S & S \\ -\lambda_0' & 0 & (S + \lambda_1') & 0 \\ -\lambda_0'' & 0 & 0 & (S + \lambda_1'') \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \text{вільні члени} \\ 1 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix} \quad (5)$$

Визначник матриці має четвертий порядок і є основним для подальшого отримання характеристик надійності.

$$\Delta = \begin{vmatrix} S + \lambda_0' + \lambda_0'' & -\mu & 0 & 0 \\ S & S & S & S \\ -\lambda_0' & 0 & S + \lambda_1' & 0 \\ -\lambda_0'' & 0 & 0 & S + \lambda_1'' \end{vmatrix} \quad (6)$$

Досягненням поставленої мети досліджень вважається знаходження ймовірностей станів ерготичної системи для визначення відповідних показників надійності. Ймовірності станів у формі переходів від оригіналів до зображень можуть бути знайдені згідно правила Крамера:

$$\varphi_i(S) = \frac{\Delta_i}{\Delta} \quad (7)$$

З співвідношення видно, що для встановлення будь-якого з показників надійності і знаходження для цього ймовірностей $\varphi_i(S)$ необхідно мати рішення основного визначника (6).

Рациональним шляхом вирішення основного визначника є початкове пониження його порядку. Проведемо таке пониження методом розкладання виразу навколо першої строчки. Тоді представляється можливість записати:

$$\Delta = (S + \lambda_0' + \lambda_0'')(-1)^{1+1} \begin{vmatrix} S & S & S \\ 0 & S + \lambda_1' & 0 \\ 0 & 0 & S + \lambda_1'' \end{vmatrix} +$$

$$+ (-\mu)(-1)^{1+2} \begin{vmatrix} S & S & S \\ -\lambda_0' & S + \lambda_1' & 0 \\ -\lambda_0'' & 0 & S + \lambda_1'' \end{vmatrix} \quad (8)$$

Отримані визначники Δ_a і Δ_b мають третій порядок і вирішуються за допомогою правила Саррюса:

$$\Delta_a = \begin{vmatrix} S & S & S \\ 0 & S + \lambda_1' & 0 \\ 0 & 0 & S + \lambda_1'' \end{vmatrix} = S(S + \lambda_1')(S + \lambda_1'') =$$

$$S(S^2 + S\lambda_1' + \lambda_1'S + \lambda_1'\lambda_1'')$$

Результат помножений на перший співмножник виразу (8) дає

$$(S + \lambda_0' + \lambda_0'') \cdot S(S^2 + S\lambda_1' + \lambda_1'S + \lambda_1'\lambda_1'') =$$

$$(S^2 + S\lambda_0'S + \lambda_0''S)(S^2 + S\lambda_1' + \lambda_1'S + \lambda_1'\lambda_1'') = S^4 +$$

$$S^3\lambda_1' + \lambda_1'S^3 + \lambda_1'\lambda_1''S^2 + \lambda_0'S^3 + \lambda_0'S^2\lambda_1' + \lambda_0'S^2\lambda_1'' +$$

$$\lambda_0'S\lambda_1'\lambda_1'' + \lambda_0'S\lambda_1'\lambda_1''S^3 + \lambda_0'S^2\lambda_1' + \lambda_0'S^2\lambda_1'' + \lambda_0'S\lambda_1'\lambda_1'' =$$

$$S^4 + S^3(\lambda_1' + \lambda_1' + \lambda_0'\lambda_0'') + S^2(\lambda_1'\lambda_1'' + \lambda_0'\lambda_1' + \lambda_0'\lambda_1'' +$$

$$\lambda_0''\lambda_1' + \lambda_0''\lambda_1'') + S(\lambda_0'\lambda_1'\lambda_1'' + \lambda_0''\lambda_1'\lambda_1'') = 0$$

Враховуючи, що інтенсивності відмов по своїй фізичній природі величини достатньо малі, їх добутком третього ступеню можна знехтувати $\lambda_i^3 \approx 0$. Тоді, в спрощеному вигляді першу складову рівняння (8) можна записати:

$$S^4 + S^3(\lambda_1'' + \lambda_1' + \lambda_0' + \lambda_0'') + S^2(\lambda_1'\lambda_1'' + \lambda_0'\lambda_1' + \lambda_0'\lambda_1'' + \lambda_0''\lambda_1' + \lambda_0''\lambda_1'') = 0$$

Друга складова включає визначник Δ_b , рішенням якого є:

$$\Delta_b = \begin{vmatrix} S & S & S \\ -\lambda_1' & S + \lambda_1' & 0 \\ -\lambda_0'' & 0 & S + \lambda_1'' \end{vmatrix} = S(S + \lambda_1')(S +$$

$$\lambda_1'') - (-\lambda_0'')cS - (S + \lambda_1'')(-\lambda_0'')S = S(S + \lambda_1')(S +$$

$$\lambda_1'') + S\lambda_0''(S + \lambda_1') + S\lambda_0''(S + \lambda_1'') = S(S^2 + S\lambda_1'' +$$

$$\lambda_1'S + \lambda_1'\lambda_1'') + S^2\lambda_0'' + S\lambda_1'\lambda_0'' + S^2\lambda_0'' + S\lambda_0''\lambda_1'' = S^3 +$$

$$S^2\lambda_1'' + S^2\lambda_1' + S\lambda_1'\lambda_1'' + S^2\lambda_0'' + S\lambda_1'\lambda_0'' + S^2\lambda_0'' +$$

$$S\lambda_0''\lambda_1'' = S^3 + S^2(\lambda_1' + \lambda_1' + \lambda_0' + \lambda_0'') + S(\lambda_1'\lambda_1' +$$

$$\lambda_1'\lambda_0'' + \lambda_0''\lambda_1'')$$

Таким чином, друга складова суми (8) дорівнює:

$$\mu[S^3 + S^2(\lambda_1' + \lambda_1' + \lambda_0' + \lambda_0'') + S(\lambda_1'\lambda_1' + \lambda_1'\lambda_0'' + \lambda_0''\lambda_1'')].$$

Підставивши отримані складові в загальний вираз (8) для встановлення основного визначника Δ маємо:

$$\Delta = S^4 + S^3(\lambda_1'' + \lambda_1' + \lambda_0' + \lambda_0'')$$

$$+ S^2(\lambda_1'\lambda_1'' + \lambda_0'\lambda_1' + \lambda_0'\lambda_1'' + \lambda_0''\lambda_1' +$$

$$+ \lambda_0''\lambda_1'') + \mu[S^3 + S^2(\lambda_1'' + \lambda_1' + \lambda_0' + \lambda_0'')$$

$$+ S(\lambda_1'\lambda_1'' + \lambda_1'\lambda_0'' + \lambda_0''\lambda_1'')] = S^4 + S^3(\lambda_1'' + \lambda_1' + \lambda_0' + \lambda_0'')$$

$$+ S^2(\lambda_1'\lambda_1'' + \lambda_0'\lambda_1' + \lambda_0'\lambda_1'' + \lambda_0''\lambda_1' +$$

$$+ \lambda_0''\lambda_1'') + S^3\mu \quad (9)$$

$$+ S^2(\mu\lambda_1'' + \mu\lambda_1' + \mu\lambda_0'' + \mu\lambda_0') +$$

$$+ S(\mu\lambda_1'' + \mu\lambda_1'\lambda_0'' + \mu\lambda_0'\lambda_1'')$$

Звідси отримаємо:

$$\Delta = S^4 + S^3(\lambda_1'' + \lambda_1' + \lambda_0' + \lambda_0'' + \mu) +$$

$$S^2(\lambda_1'\lambda_1'' + \lambda_0'\lambda_1' + \lambda_0'\lambda_1'' + \lambda_0''\lambda_1' + \lambda_0''\lambda_1'' + \mu\lambda_1'' + \mu\lambda_1' +$$

$$\mu\lambda_0'' + \mu\lambda_0') + S(\mu\lambda_1'\lambda_1'' + \mu\lambda_1'\lambda_0'' + \mu\lambda_0'\lambda_1'')$$

Звертає на себе увагу те, що коефіцієнтами при невідомій є сполучення λ, μ характеристик. Позначивши для скорочення коефіцієнти наступним чином:

$$\lambda_1'' + \lambda_1' + \lambda_0' + \lambda_0'' + \mu = \alpha;$$

$$\lambda_1'\lambda_1'' + \lambda_0'\lambda_1' + \lambda_0'\lambda_1'' + \lambda_0''\lambda_1' + \lambda_0''\lambda_1'' + \mu\lambda_1'' + \mu\lambda_1' +$$

$$\mu\lambda_0'' + \mu\lambda_0' = \beta;$$

$$\mu\lambda_1'\lambda_1'' + \mu\lambda_1'\lambda_0'' + \mu\lambda_0'\lambda_1'' = \gamma,$$

рівняння (9) в компактному вигляді можна записати так

$$\Delta = S^4 + \alpha S^3 + \beta S^2 + \gamma S \quad (10)$$

Як підкреслювалось раніше, важливість отримання рішення головного визначника полягає в тому, що він входить невід'ємною складовою у всі співвідношення для розрахунку ймовірностей станів ерготичної системи, що розглядається. На основі цих ймовірностей встановлюються показники надійності і функціональні залежності їх змін від часу експлуатації, тобто динамічні характеристики надійності. Визначення вказаних показників і функцій їх змін є предметом подальших досліджень.

Висновки

1. Запропонований розмічений граф станів і переходів системи «людина-машина» відповідає фізичній сутності подій, коли машина поступово втрачає працездатність внаслідок «старіння» її елементів і вузлів, а також втрати рівня

працездатності персоналу при нарощуванні втомленості, зниження уваги і кваліфікації при управлінні складною технікою.

2. Умови функціонування системи «людина-машина» приведені до марківських потоків розподілу часу роботи і відновлення шляхом введення додаткових фіктивних станів.

3. Основний визначник системи рівнянь, що описують етапи і переходи системи «людина-машина» в різні можливі стани включає комбінацію λ, μ -характеристик і є необхідним розрахунковим елементом для визначення динамічних характеристик надійності.

Список літератури

1. Ушаков И. А. Курс теории надежности систем. Москва. ДРОФА. 2008. 240 с.
2. Половко А. М. Основы теории надежности. Санкт-Петербург. БХВ С-Петербург. 2006. 702 с.
3. Руденко Ю. Н., Ушаков И. А. Надежность систем энергетики. Москва. Наука. 1989. 253 с.
4. Рябинин И. А. Надежность и безопасность структурно-сложных систем. Санкт-Петербург. Политехника. 2000. 247 с.
5. Черкесов Г. Н. Основы теории надежности автоматизированных систем управления. Ленинград. ЛПИ. 1975. 219 с.
6. Леонтьев Л. П. Надежность технических систем. Рига. Знание. 1969. 267 с.

References

1. Ushakov, I. A. (2008). Course of the theory of system reliability. Moscow. BUSTARD. 240.
2. Polovko, A. M. (2006). Fundamentals of the theory of reliability. Saint-Petersburg. Bkhv-Petersburg. 702.
3. Rudenko, Yu. N., Ushakov, I. A. (1989). Reliability of energy systems. Moscow. Science. 253.
4. Ryabinin, S. A. (2000). Reliability and safety of structurally complex systems. Saint-Petersburg. Polytechnic. 247.
5. Cherkesov, G. N. (1975). Fundamentals of reliability theory of automated control systems. Leningrad. LPI. 219.
6. Leontiev, L. P. (1969). Reliability of technical systems. Riga. Knowledge. 267.

ОБОБЩЕННАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ НАДЕЖНОСТИ СИСТЕМЫ «ЧЕЛОВЕК-МАШИНА» ПРИ СНИЖЕНИИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЕЕ РАБОТЫ

А. И. Бойко, А. В. Новицкий

Аннотация. В статье представлен анализ научных исследований, которые направлены на обеспечение надежности систем «человек-машина».

Разработана математическая модель надежности эргатической системы «человек-машина» для выявления влияния ее параметров на динамические характеристики надежности. Показатели установлены при постепенной потере системой своих

первоначальных параметров. Построен размеченный граф состояний и переходов системы «человек-машина» в различные возможные состояния. Система может находиться в двух основных состояниях работоспособном и неработоспособном. Для упрощения решения задач математического описания поведения эргатической системы дополнительно введены фиктивные состояния. При математическом моделировании описания работы для систем приняты следующие предположения. Потоки отказов и восстановления являются простейшими марковскими, восстановление системы начинается сразу же после ее отказа, восстановленная система не уступает своим характеристикам новой, включение в работу системы происходит сразу же после завершения процесса восстановления.

Модель описана стохастическими дифференциальными уравнениями баланса вероятностей состояний и переходов Колмогорова. Решение системы уравнений проведено в преобразованиях Лапласа-Карсона. Вероятности состояний в форме переходов от оригиналов к изображениям найдены в соответствии с правилами Крамера. Основной определитель системы уравнений включает комбинацию характеристик и является необходимым расчетным элементом для определения динамических характеристик надежности.

Ключевые слова: надежность, система, человек-машина, отказ, восстановление.

MATHEMATICAL MODEL OF RELIABILITY OF HUMAN-MACHINE SYSTEM UNDER REDUCED EFFICIENCY OF ITS WORK IS GENERALIZED

Boyko A. I., Novitskiy A. V.

Abstract. The article presents the analysis of scientific research aimed at ensuring the reliability of "human-machine" systems.

A mathematical model of the reliability of the ergot system "human-machine" was developed for revealing the influence of its parameters on the dynamic characteristics of reliability. Indicators are set when the system gradually loses its initial parameters. The designated graph of states and transitions of the system "human-machine" is constructed in various possible states. The system can be located in two basic states of workable and disabled. To simplify the solution of the tasks of the mathematical description of the behavior of the ergot system, fictitious states are additionally introduced. In the mathematical modeling of the description of work for systems, the following assumptions are adopted. Bounces and restorations are simpler Markovsky, system restoration begins immediately after its failure, the restored system does not give in to its characteristics of the new, inclusion in the work of the system occurs immediately after the completion of the restoration process.

The model is described by stochastic differential equations for the probability balance of Kolmogorov states and transitions. The solution of the system of equations is carried out in the Laplace-Carson transformations. Probabilities of states in the form of transitions from the originals to the images are found in accordance with the Cramer's rule. The main determinant

of the system of equations includes a combination of characteristics and is a necessary computational element for determining the dynamic characteristics of reliability.

Key words: reliability, system, human-machine, failure, repair.

УДК 631.361.022

АНАЛІЗ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ МОЛОТИЛЬНОГО АПАРАТУ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА НА ПРОЦЕС ОБМОЛОТУ ЗЕРНОВИХ КУЛЬТУР

С. В. Смолінський

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Кореспонденція автора: staned@ukr.net.

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

Бібл. 15, рис. 2, табл. 0.

Анотація. Метою дослідження є на основі аналізу робочого процесу молотильного апарату зернозбирального комбайна встановити вплив основних його параметрів на ефективність процесу обмолоту зернових культур. Об'єктом дослідження є робочий процес барабанного молотильного апарату зернозбирального комбайна. Предметом дослідження є взаємозв'язок між параметрами молотильного апарату зернозбирального комбайну і показниками ефективності обмолоту зернових культур.

Моделювання роботи молотильного апарату полягає в дослідженні виділення зерна із колоса внаслідок удару і витирання зерна при русі в молотильному зазорі, а також просіювання зерна через підбарабання.

При дослідженні процесу обмолоту і просіювання зерна в молотильному апараті розглянуто кінетику процесу із урахуванням результуючої швидкості удару молотильного апарату по колосі та швидкості переміщення маси і тиску у молотильному зазорі. Взаємозв'язок між основними параметрами молотильних апаратів встановлено згідно аналізу показників технічної характеристики сучасних зернозбиральних комбайнів із інформаційних проспектів фірм.

Результати: отримано модель протікання процесу обмолоту із урахуванням кожного із етапів; встановлено нерівномірність обмолоту та просіювання зерна в молотильному зазорі по довжині підбарабання; встановлено взаємозв'язок між основними параметрами молотильних апаратів сучасних зернозбиральних комбайнів.

Ключові слова: зернозбиральний комбайн, обмолот, просіювання, молотильний апарат, підбарабання, параметри

Постановка проблеми

Основним технічним засобом для збирання зернових культур є зернозбиральний комбайн, від показників ефективності роботи якого істотно залежить рентабельність вирощування зернових культур. Сучасні зернозбиральні комбайни є складною динамічною системою, в якій послідовно відбувається зрізування хлібостою, його подача до молотарки,

обмолот та очищення зерна від домішок та видалення вільного зерна із соломи. При збиранні зернових культур застосовуються високоефективні комбайни провідних фірм-виробників Claas, John Deere, New Holland, Fendt, Messey Fergusson, Sampo і т.д., які хоч і мають подібний процес роботи, але можуть відрізнятися показниками технічної характеристики та ефективності роботи.

Одним із найбільш відповідальних робочих органів зернозбирального комбайна, що визначає ефективність роботи збирального агрегату в цілому, є молотильний апарат, який призначений для виділення зерна із колоска і часткового відділення із соломистої маси.

Молотильні апарати поділяються на два основних типи: барабанні і роторні, а по розміщенню робочого органу – на аксіальні і тангенціальні. Найбільшого поширення в Україні набули зернозбиральні комбайни, які обладнані барабанними молотильними апаратами з тангенціальним розміщенням барабану.

Основними параметрами барабанних молотильних апаратів є діаметр і довжина молотильного барабану, частота його обертання та кут обхвату підбарабанням молотильного барабану, які істотно впливають на показники ефективності обмолоту зернових культур.

Аналіз останніх досліджень

Дослідженням процесу обмолоту зернових культур та функціонування молотильних апаратів зернозбиральних комбайнів присвячені роботи [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9], в яких проаналізовано взаємодію хлібної маси з елементами апарату та вплив режимів роботи на якість обмолоту.

В роботі [10] на основі аналізу показників технічної характеристики зернозбиральних комбайнів отримано залежності між основними параметрами машин, у тому ж числі і параметрів молотильних апаратів.

Але з огляду на динамічність процесу обмолоту та мінливість величини подачі хлібної маси в молотарку комбайна виникла потреба в системному аналізі впливу основних параметрів молотильного апарату на

ефективність обмолоту зернових культур як складного процесу.

Мета досліджень

Метою дослідження є на основі аналізу робочого процесу молотильного апарату зернозбирального комбайна встановити вплив основних його параметрів на ефективність процесу обмолоту зернових культур.

Результати досліджень

Процес обмолоту в барабанному молотильному апараті зернозбирального комбайна (класичної схеми) розділимо на декілька етапів: подачу хлібної маси в молотильний апарат; ударну взаємодію хлібної маси з бичами молотильного апарату (при цьому частина зерна відділяється від колоска, а інша – втрачає зв'язок з ним); рух хлібної маси в молотильному зазорі з витиранням зерна із колосків та просіюванням відділеного зерна через шар хлібної маси; проходження зерна через решето підбарабання. Якість виконання кожної із операцій істотно залежить від виконання попередньої операції і має вплив на якість виконання наступних операцій. Розглянемо процес роботи барабанного молотильного апарату шляхом аналізу основних етапів.

Допустимо, що в молотильний зазор подається зерно в колосі з подачею q_0 і відсутності вільного зерна. Якщо масова доля зерна, що виділяється з колоскової частини внаслідок удару бил позначити λ_1 , то подача виділеного з колоса зерна становитиме

$$q_1 = \lambda_1 q_0, \quad (1)$$

а подача зерна в колосі

$$q_0 - q_1 = q_0(1 - \lambda_1). \quad (2)$$

При русі хлібної маси в молотильному зазорі масова доля зерна в колосі λ_2 витиратиметься внаслідок взаємодії з потоком. Тоді загальна подача вимолоченого зерна становитиме

$$q_1 + \lambda_2(q_0 - q_1) = q_0(\lambda_1 - \lambda_1\lambda_2 + \lambda_2), \quad (3)$$

а подача невимолоченого зерна

$$q_0(1 - \lambda_1)(1 - \lambda_2), \quad (4)$$

значення якої згідно умов ефективної роботи має прямувати до мінімуму.

Також при проходженні молотильного зазору вимолочене зерно проходить через шар хлібної маси, що описуватиметься інтенсивністю просіювання зерна

$$\mu_1 q_0(\lambda_1 - \lambda_1\lambda_2 + \lambda_2), \quad (5)$$

де μ_1 – масова доля вимолоченого зерна і просіяного через шар хлібної маси.

Масову долю зерна вимолоченого і просіяного через шар хлібної маси на поверхню підбарабання μ_1 представимо у вигляді функції кута положення α в молотильному зазорі

$$\mu_1 = k_1\alpha^2 + k_2\alpha + k_3, \quad (6)$$

де k_1, k_2, k_3 – емпіричні коефіцієнти, значення яких залежатимуть від властивостей хлібної маси та режимів роботи молотильного апарату.

Тоді, інтенсивність просіювання зерна через підбарабання становитиме

$$\mu_1\mu_2q_0(\lambda_1 - \lambda_1\lambda_2 + \lambda_2), \quad (7)$$

де μ_2 – масова доля просіяного через підбарабання зерна, яку також представимо у вигляді функції кута положення α маси поверхні підбарабання

$$\mu_2 = j_1\alpha^2 + j_2\alpha + j_3, \quad (8)$$

де j_1, j_2, j_3 – емпіричні коефіцієнти, що характеризують просіювальну здатність підбарабання.

Схід зерна з поверхні підбарабання, яке не пройшло шар хлібної маси або не просіялося через отвори у підбарабанні становитиме

$$q_0(1 - \mu_1\mu_2)(\lambda_1 - \lambda_1\lambda_2 + \lambda_2), \quad (10)$$

яке згідно умов ефективної роботи має прямувати до мінімуму.

Для визначення значень $\lambda_1, \lambda_2, \mu_1$ та μ_2 розглянемо протікання відповідних етапів робочого процесу молотильного апарату.

При подачі хлібної маси у молотильний зазор відбувається удар бича по масі, результуюча швидкість якого V_p визначатиме активну дію бича на масі, а отже, і якість виділення зерна із колоса та втрату зв'язку зернини з колосом. Масова доля зерна, що виділяється із колоса внаслідок удару бича λ_1 , залежить від результуючої швидкості співудару [1, 2, 11] і представимо залежністю виду

$$\lambda_1 = d_1 V_p^2 + d_2 V_p + d_3, \quad (11)$$

де a_1, a_2, a_3 – дослідні коефіцієнти, значення яких залежать від характеристик зернової культури, що збирається, умов роботи та параметрів і режимів роботи молотильного апарату.

Для визначення V_p розглянемо швидкості, що діють при ударі: швидкість руху транспортера похилої камери V_T , напрямок якої співпадає з положенням похилої камери і визначатиметься кутом її нахилу до горизонту – β ; колова швидкість обертального руху біла молотильного барабану $\pi D n / 60$, де n – частота обертання молотильного барабану (в об/хв), при кутовому положенні бича молотильного барабану в момент удару відносно вертикалі – θ .

Тоді, згідно теореми косинусів результуюча швидкість удару бича по хлібній масі становитиме

$$V_p = \sqrt{V_T^2 + (\pi D n / 60)^2 + (\pi D n / 30) V_T \cos(\beta + \theta)} \quad (12)$$

При русі хлібної маси в молотильному зазорі відбуватиметься витирання із колосків зерна, що не виділилися внаслідок удару бича, але втратили при цьому зв'язок з колосом. Масу долю зерна λ_2 , що витирається із колоса при русі в молотильному зазорі, визначатимемо по аналогії із залежностями теорії зносу [12] у вигляді:

$$\lambda_2 = a P^b V^c, \quad (13)$$

де P – тиск або напруження в стиснутому шарі хлібної маси, величина якого визначається згідно емпіричної залежності професора М. А. Пустигіна [1, 2]:

$P = A e^{C\varepsilon}$; A, C – емпіричні коефіцієнти; ε – відносна деформація маси, яку доцільно приймати як відношення зміни густини хлібної маси до миттєвого значення густини; V – швидкість руху маси в молотильному зазорі.

Процес просіювання зерна в молотильному апараті по аналогії з процесом сепарації ґрунту у відцентровому сепараторі картоплезбиральної машини [13] описуватиметься функцією кутового переміщення хлібної маси в молотильному зазорі

$$q = - \int_{\alpha_0}^{\alpha_1} r [q_0(\lambda_1 - \lambda_1\lambda_2 + \lambda_2)]^{S_1} [K_1 + K_2 + K_3]^{S_2} BR d\alpha, \quad (14)$$

де r – емпіричний коефіцієнт; S_1 – показник степені впливу подачі вимолоченого зерна в молотильному зазорі на інтенсивність просіювання; S_2 – показник степені впливу коефіцієнтів динамічності; K_1, K_2, K_3 – коефіцієнти динамічності відповідно від дії сили тяжіння, відцентрової сили інерції та тиску в стиснутому шарі хлібної маси, які визначатимуться:

$$K_1 = \cos\alpha, K_2 = V^2/(gR), K_3 = PBV/(gq_0(\lambda_1 - \lambda_1\lambda_2 + \lambda_2)). \quad (15)$$

На основі отриманих аналітичних залежностей та із урахуванням результатів досліджень [1, 2, 3, 6], було проведено комп'ютерний експеримент, в результаті якого отримано залежність повноти вимолоту зерна (у масових долях) від кутового положення маси на поверхні підбарабання (в градусах) для молотильного апарату з діаметром барабану 0,6 м, довжиною 1,34 м, кутом обхвату барабану підбарабанням 120 град (при цьому площа підбарабання становить 0,99 м²) при ширині захвату жатки 6,8 м та швидкості руху комбайна 8 км/год (за аналог прийнято комбайн моделі 5275C компанії FENDT).

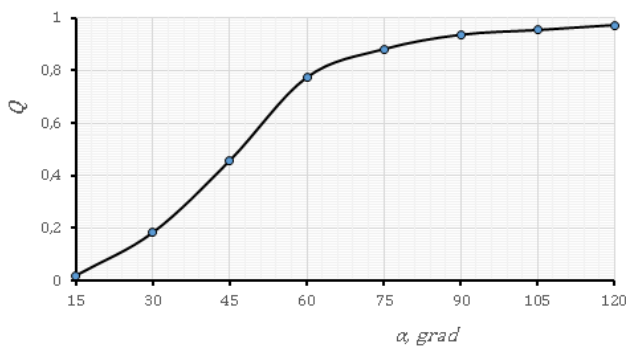


Рис. 1. Залежність повноти вимолоту зерна від кутового положення маси на поверхні підбарабання.

Отримані залежності підтверджують нерівномірність обмолоту та просіювання зерна в молотильному зазорі по довжині підбарабання, яке визначається кутовим положення хлібної маси на його поверхні.

Аналіз показників технічної характеристики сучасних зернозбиральних комбайнів [14] показує, що в схемі більшості марок комбайнів з класичною схемою молотарки встановлюються молотильні барабани діаметром 600...660 мм (молотильні барабани діаметром 450 мм застосовуються в схемах комбайнів Tuscany і Avego фірми Claas, 500 мм – Sampo, 800 мм – Acros та Vector і т.д.) і довжиною від 1180 до 1700 мм. Величина кута обхвату підбарабанням молотильного барабану варіюється на сучасних комбайнах від 105 град (в молотильних апаратах комбайнів фірми Sampo) до 151 град (на комбайнах Tuscany і Avego фірми Claas) та 175 град (в молотильному апараті комбайна K3C-1624-1 ГомСельмаш).

На ефективність просіювання в молотильному апараті віділеного зерна істотно впливає також площа підбарабання, величина якої відрізняється для різних марок комбайнів. На основі аналізу показників

технічної характеристики сучасних зернозбиральних комбайнів з класичною схемою молотарки фірм-виробників Claas, John Deere, New Holland, Fendt, Messey Fergusson, Sampo та інших [14], встановлено наявність кореляційного зв'язку між площею підбарабання S (м²), пропускною здатністю молотарки q (кг с⁻¹), діаметром D (м) та довжиною L (м) молотильного барабану, який описується залежністю

$$S = -1,56103 + 0,03777q + 2,46085D + 0,36055L. \quad (16)$$

В залежності (16) приймали розрахункове значення пропускної здатності молотарки q , яке визначали згідно формули [15]

$$q = 0,002W - 1, \quad (17)$$

де W – місткість зернового бункера комбайна згідно технічної характеристики, л.

Із аналізу виразу (16) випливає, що існує залежність між площею підбарабання S (м²) та розрахунковою величиною пропускної здатності молотарки q (кг с⁻¹), яка описуватиметься рівнянням

$$S = 1,0993 - 0,1362q + 0,081q^2, \quad (18)$$

графічна інтерпретація якої наведено на рис. 2, що свідчить про потребу у застосуванні в конструкціях зернозбиральних комбайнів з більшою пропускною здатністю молотарок підбарабання більшої площі, а це сприятиме більш повному виділенню вимолоченого зерна із хлібної маси.

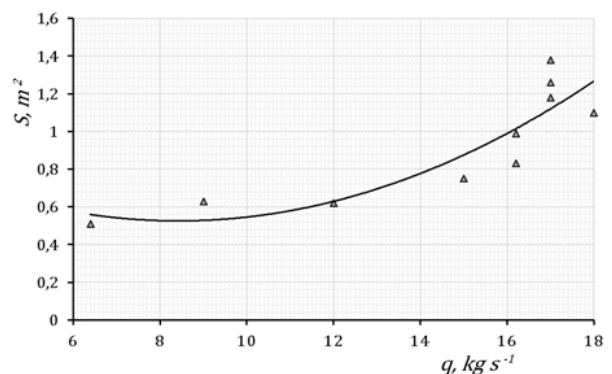


Рис. 2. Залежність площі підбарабання молотильних апаратів зернозбиральних комбайнів від розрахункового значення пропускної здатності молотарок.

Висновки

1. Оскільки процес обмолоту зернових культур в молотильному апараті зернозбирального комбайну є складним багатоетапним процесом, доцільно при його дослідженні проаналізувати кожен із етапів, а також основні параметри молотильного апарату і їх вплив на ефективність протікання процесу.

2. В результаті проведеного аналізу кінетики обмолоту зерна отримано залежності, які свідчать про вплив на протікання процесу показників ефективності кожного із етапів, а також про нерівномірність обмолоту та просіювання зерна в молотильному зазорі по довжині підбарабання.

3. Внаслідок аналізу показників технічної характеристики сучасних зернозбиральних комбайнів встановлено також існування взаємозв'язку між

площею підбарабання, пропускною здатністю молотарки, діаметром та довжиною молотильного барабану, величина яких визначатиме ефективність виділення зерна із колоса і просіювання через хлібну масу та підбарабання.

Література

1. Липкович Э. И. Процессы обмолота и сепарации в молотильных аппаратах зерноуборочных комбайнов. Зерноград, 1973. 168 с.
2. Кленин Н. И. Исследование вымолота и сепарации зерна. Диссертация доктора технических наук. Москва. 1977. 424 с.
3. Алферов С. А., Багрянец В. С. Обмолот и сепарация зерна в молотильных устройствах как вероятный процесс. Тракторы и сельхозмашины. 1972. №4. С. 10–13.
4. Жалнин Э. В. Методические вопросы построения общей теории процессов обмолота и сепарации зерна в зерноуборочных комбайнах. Науч.-тех. бюллетень ВИМ. 1982. Вып. 52. С. 22–29.
5. Занько М. Д., Недовесов В. І. Аналітичне моделювання втрат зерна за молотаркою в залежності від умов роботи зернозбирального комбайна. Механізація та електрифікація сільського господарства. 2013. Вип. 97. С. 483–488.
6. Антипин В. Г., Коробицын В. М. О перемещении обмолачиваемой культуры по подбарабанию/ Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. 1979. № 8. С. 7–9.
7. Bernhardt G., Bischoff L., Herlitzius T. Maschinenuntersuchung funktionaler Baugruppen von Mähdreschern. Agrartechnische Forschung. 2 (1996). H. 2. 138–143.
8. Дудак С. М., Грицака О. М., Спірін А. В. Кінетика процесу вимолоту зерна зернозбиральними комбайнами. Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. 2015. №1(89). Том 1. С. 53–56.
9. Klochkov A. V., Gusarov V. V., Kuboń M., Kamiński J. R. Threshing and drain separating mechanism with differentiate concave for intensification of threshing and drain separation. Agricultural Engineering. 2017. Vol. 21. No 3. P. 29–45.
10. Смолінський С. В. Аналіз взаємозв'язку між базовими параметрами сучасних зернозбиральних комбайнів. Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенка. Харків. 2010. Вип. 93 Т. 1. С. 182–186.
11. Босой Е. С., Верняев О. В., Смирнов И. И. Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин. Москва. Машиностроение, 1978. 568 с.
12. Крагельский И. В., Алисин В. В. Трение, изнашивание и смазка: Справочник. Москва. Машиностроение, 1978. Книга 1. 400 с.
13. Бышов Н. В., Сорокин А. А. Принципы и методы расчета и проектирования рабочих органов комбайнов. Рязань, 1999. 135 с.
14. Проспекти фірм Claas, John Deere, Messey Ferguson, New Holand, Sampo.
15. Занько М. Д., Недовесов В. І. Графічне і математичне моделювання показника об'єм бункера

зернозбирального комбайна. Механізація і електрифікація сільського господарства. 2012. Вип. 96. С. 240–246.

Referentes

1. Lipkovich, E. I. (1973). Threshing and separation processes in threshing machines of combine harvesters. Zernograd, 168.
2. Klenin, N. I. (1977). Research of threshing and grain separation. Moskva, 424.
3. Alferov, S. A., Braginetz, V. S. (1972). Threshing and grain separation in threshing mechanism as probable process. Tractors and agricultural machinery, 4, 10-13.
4. Zhالنin, E. V. (1982). Methodical points for the general theory of threshing and grain separation in grain harvester combines. Scientific and technical table of the Union institute of agricultural mechanization, 52, 22-29.
5. Zanko, M. D., Nedovesov, V. I. (2013). Analytical modeling of grain losses after threshing mechanism depending on the conditions of the combine harvester operation. Mechanization and electrification of agriculture, 97, 483-488.
6. Antipin, V.G., Korobizyn, V. M. (1979). About the movement of threshing culture on concave. Mechanization and electrification of socialist agriculture, 8, 7-9.
7. Bernhardt, G. Bischoff, L., Herlitzius, T. (1996). Machine research of functional parts of combine harvesters. Agrotechnical research, 2, 138-143.
8. Dudak, S. M., Grytzaka, O. M., Spirin, A. V. (2015). Kinetics of the grain threshing process in combine harvesters. Scientific papers of Vinnytsia National Agricultural University, 1(89), 1, 53-56.
9. Klochkov, A. V., Gusarov, V. V., Kuboń, M., Kamiński, J. R. (2017). Threshing and drain separating mechanism with differentiate concave for intensification of threshing and drain separation. Agricultural Engineering, 21, 3, 29-45.
10. Smolinskyi, S. V. (2010). Analysis of the relationship between the basic parameters of modern combine harvesters. Herald of Harakov National Technical P.Vasilenko University of Agriculture, 93, 1, 182-186.
11. Bosoi, E. S., Vernyaev, O. V., Smirnov, I. I. (1978). Theory, design and determination of agricultural machinery. Moskva: Mashinostroenie, 568.
12. Kragelskyi, I. V., Alisin, V. V. (1978). Friction, wear and lubrication. Moskva: Mashinostroenie, 1, 400.
13. Byschov, N. V., Sorokin, A. A. (1999). Principles and methods for determination and designing of combine parts. Razan: RGSMA 135.
14. Brochures of firms Claas, John Deere, Messey Ferguson, New Holand, Sampo.
15. Nedovesov, V. I., Zanko, M. D. (2012). Graphic and mathematical modeling of tank volume for grain harvester. Mechanization and electrification of agriculture, 96, 240-246.

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ
МОЛОТИЛЬНОГО АППАРАТА
ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА НА ПРОЦЕСС
ОБМОЛОТА ЗЕРНОВЫХ КУЛЬТУР

С. В. Смолинский

Аннотация. Целью исследования является на основе анализа рабочего процесса молотильного аппарата зерноуборочного комбайна установить влияние основных параметров на эффективность процесса обмолота зерновых культур. Объектом исследования является рабочий процесс барабанного молотильного аппарата зерноуборочного комбайна. Предметом исследования является взаимосвязь между параметрами молотильного аппарата зерноуборочного комбайна и показателями эффективности обмолота зерновых культур.

Моделирование работы молотильного аппарата заключается в исследовании выделения зерна из колоса в результате удара и истирания зерна при движении в молотильном зазоре, а также просеивания зерна через подбарабанье.

При исследовании процесса обмолота и просеивания зерна в молотильном аппарате рассмотрена кинетика процесса с учетом результирующей скорости удара молотильного аппарата по колосу и скорости перемещения массы и давления в молотильном зазоре. Взаимосвязь между основными параметрами молотильных аппаратов установлено согласно анализа показателей технической характеристики современных зерноуборочных комбайнов из информационных проспектов фирм.

Результаты: получена модель протекания процесса обмолота с учетом каждого из этапов, установлено неравномерность обмолота и просеивания зерна в молотильном зазоре по длине подбарабанья установлена взаимосвязь между основными параметрами молотильных аппаратов современных зерноуборочных комбайнов.

Ключевые слова: зерноуборочный комбайн, обмолот, просеивание, молотильный аппарат, подбарабанья, параметры.

There are analyzed during research of the threshing and separation process of grain in the threshing mechanism the kinetics of the process to take into account the resulting blow speed of the threshing drum on the ear and the speed of mass movement and pressure in the threshing area. The relationship between the main parameters of threshing mechanism is established during the analysis of the technical characteristics for modern grain harvesters according to information brochures of firms.

Results: the model of the threshing process in all stages; the unevenness of grain threshing and separation in threshing mechanism along the concave; the correlation between the basic parameters of threshing mechanisms of modern grain harvesters.

Key words: combine harvester, threshing, separation, threshing mechanism, concave, parameter.

ANALYSIS OF INFLUENCE OF PARAMETERS
OF THRESHING APPARATUS OF COMBINE
HARVESTER ON PROCESS OF THRESHING GRAIN

Smolinskyi S. V.

Abstract. The purpose of the research: to determine the effect of the threshing mechanism parameters of combine harvester on the efficiency of the threshing process of grain crops according to the analysis of the threshing mechanism process. The object of research is the operation of the drum threshing mechanism for combine harvester. The subject of research is the correlation between the threshing mechanism parameters for combine harvester and the efficiency parameters of grain crops threshing.

The simulation of the threshing mechanism process investigated the selection of grain from the ear by blow and moving in the threshing mechanism, as well the grain separation through concave.

УДК 622.232.72-52

СПЕЦІАЛЬНИЙ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗПОДІЛЬНИК

М. І. Стаднік, М. І. Іванов, О. О. Моторна, О. М. Переяславський

Винницький національний аграрний університет, Україна.

Кореспонденція авторів: stadnik1948@gmail.com; ivanov@vsau.vin.ua; ok.motorna@gmail.com, aleksey.pereyaslavskyy@gmail.com.

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

Бібл. 6, рис. 3, табл. 0.

Анотація. Виконано аналіз застосування сучасних агрегатів з електроуправлінням в різних машинах як агропромислового комплексу, так і в інших галузях народного господарства. Запропоновано схему і розроблено конструкцію спеціального моноблочного гідророзподільника ГР20-24Е з електрогідравлічним керуванням. В другому каскаді використано патронне виконання силового каскаду розподільника, що дозволило спростити конструкцію, підвищити ремонтпридатність і знизити габарити і масу гідравлічної частини. Перший каскад керування розподільним золотником виконано у вигляді двох дросельних щілин типу «кулька-сідло», в яких положення кульок керується електромагнітами. Таке виконання системи керування відрізняється простотою, неможливістю заклинювання, відсутністю тертя і можливістю отримання малих ходів, що забезпечує більш високу надійність і зниження потужності для управління електромагнітами.

Внаслідок проведених науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт створено електрогідравлічний розподільник в моноблочному виконанні. Використання розподільного вузла патронного типу та застосування в пілотній частині розподільника дросельних щілин з кульковим запірним елементом дозволило спростити конструкцію гідророзподільника, підвищити його надійність та знизити габарити і масу.

Ключові слова: гідророзподільник, патронне виконання, електромагніт, пілотна частина, надійність.

Постановка проблеми

Сучасні мобільні машини, які використовуються в технологічних процесах як агропромислового комплексу, так і в інших галузях народного господарства, в своїй більшості містять гідравлічний привод для функціонування їх робочих органів [1, 2].

Аналіз останніх досліджень

Для управління виконавчими двигунами таких машин внаслідок цілого ряду переваг широко використовуються гідроагрегати з електромагнітним керу-

ванням [3, 4, 5], серед яких широке поширення знайшли двокаскадні гідророзподільники з електрогідравлічним керуванням [6].

Мета досліджень

У даній статті розглядається створення конструкції спеціального моноблочного двосекційного гідророзподільника з дискретними електромагнітами, які формують ступінчасте перемикання розподільних золотників.

Результати досліджень

Виходячи з розглянутих вимог, а також з урахуванням допустимих габаритів, можливих циклограм роботи машин і робочої потужності джерел живлення апаратури управління, був розроблений електрогідравлічний розподільник ГР20-24Е з умовним проходом 20 мм і номінальною витратою 80 л / хв на номінальний тиск 32 МПа. Для управління електромагнітним приводом використовується постійна напруга 24 В.

За конструктивним виконанням розподільник виконано моноблочним і складається з двох секцій для двох операцій. Для створення надійного розподільника було використано широко розповсюджене патронне виконання гідравліки, що дозволило спростити конструкцію, підвищити ремонтпридатність і знизити габарити і масу гідравлічної частини.

Крім того, в конструкції розподільника був використаний пілот сидельної конструкції у вигляді двох дросельних щілин типу «кулька-сідло». Основні переваги такої конструкції це простота, неможливість заклинювання, відсутність тертя по ущільненням і можливість отримання малих ходів, що дозволяє компенсувати гідравлічну невідповідність піотної пари і забезпечує мінімально можливу потужність включення, простота регулювання, висока герметичність.

На рисунку 1 показано один модуль даного розподільника. Він містить виконавчу гідравлічну і приводну електромагнітну частини. У загальному корпусі розподільника в окремих отворах розміщені два силових розподільних золотника 1 ступінчастої конструкції і два керуючих кожним з них дроселя. Розподільні

золотники розташовані в патронах. Пілот складається із загального сідла 2, напірної кульки 4 і зливної кульки 5, що утворюють відповідні дроселі. Між кульками розташований штовхач 6. До корпусу розподільника кріпиться електромагнітний привод 9 з катушкою 7 і різевим механізмом 8 регулювання торцевого зазору Δ між якорем і сердечником в нейтральному положенні. Зазор визначається з постійної величини ходу кульки 0,25-0,3 мм до посадки на сідло і додаткового ходу, що забезпечує притиск кульки.

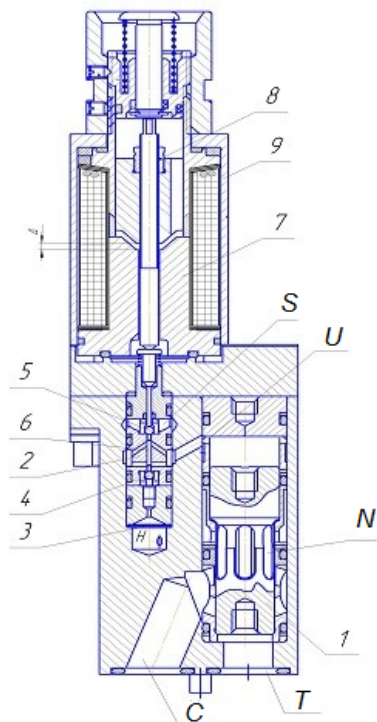


Рис. 1. Модуль гідророзподільника з електрогідравлічним керуванням.

Кульки 4 і 5 з сідлами в комутаційній втулці утворюють керовані дроселі. Управління цими дроселями виконується штовхачем 6, який механічно пов'язаний з якорем електромагнітного приводу 9. До напірного кульки 4 підводиться робоча рідина з порожнини 3, яка пов'язана з напірним каналом Н, а зливна кулька 5 пов'язана з порожниною зливу С. Міждросельну порожнину через радіальні отвори у втулці і комутаційний канал в корпусі з'єднано з порожниною У, яка пов'язана з торцевою порожниною розподільного золотника 1.

При відсутності керуючого електричного сигналу на електромагнітний привод його якорь піджимається поворотною пружиною у вихідне верхнє (за рисунком) положення. При цьому напірна кулька 4 тиском в порожнині 3 притискається до сідла, перекриваючи відповідний дросель, а зливна кулька 5 не зафіксована і відповідний дросель з'єднує верхню торцеву порожнину розподільного золотника 1 зі зливом. Силевий золотник завдяки його ступінчастій конструкції робочим тиском в порожнині Н зміщується у верхнє початкове положення, з'єднуючи циліндрову лінію зі зливом.

Під час подачі керуючого електричного сигналу на електромагнітний привод його якорь втягується і

штовхає зливну кульку 5, яка сідає на сідло і перекриває злив з порожнини управління «У» силового золотника. При цьому штовхач 6 відводить напірну кульку 4 від сідла і відкриває напірний дросель, направляючи гідравлічний сигнал в порожнину «У». Силевий золотник перемикається, направляючи робочу рідину споживачеві «Ц». При відключенні керуючого електричного сигналу описані функціональні елементи повертаються в початкове положення.

До порожнини Н розподільника підводиться робоча рідина з напірного каналу гідросистеми, а отворами С і Ц розподільник з'єднується відповідно із зливним і циліндровим (каналом силових гідроприводів, умовно «Циліндр») каналами гідросистеми. При цьому реалізується схема трілінійного двохпозиційного розподільника, гідравлічну схему якого показано на рисунку 2.

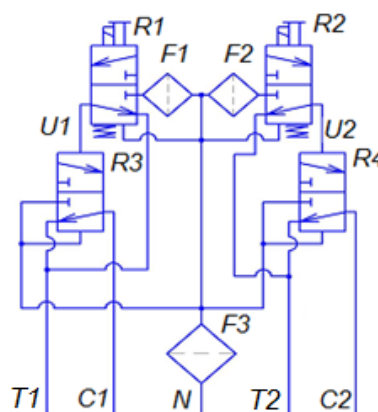


Рис. 2. Принципова гідравлічна схема гідророзподільника.

Було виготовлено і випробувано експериментальний зразок гідророзподільника ГР20-24Е з електрогідравлічним керуванням з елементної базою в патронному виконанні (рисунк 3).

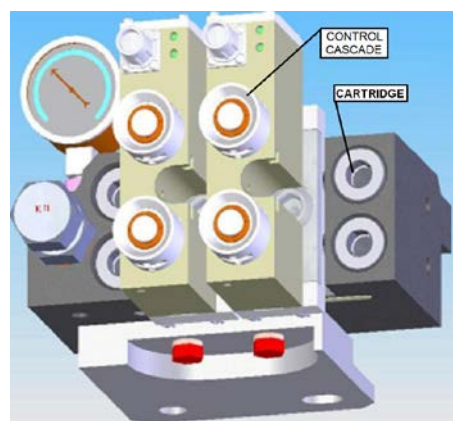


Рис. 3. Гідророзподільник ГР20-24Е з електрогідравлічним керуванням з елементної базою в патронному виконанні.

Висновки

1. Розроблено та випробувано моноблочний гідророзподільник з умовним проходом 20 мм і електрогідравлічним пілотним керуванням.

2. Для спрощення конструкції і реалізації надійної роботи гідророзподільника використано сучасну елементну базу в патронному виконанні.

3. У конструкції розподільника використаний пілот сидельної конструкції у вигляді двох дросельних щілин типу «кулька-сідло», що відрізняється простою, неможливістю заклинювання, відсутністю тертя по ущільненням і можливістю отримання малих ходів, що забезпечує зниження потужності для управління.

Список літератури

1. *Claas*. Jaguar 980-930 [Electronic resource]. URL: <http://www.claas.co.uk/products/forage-harvesters/jaguar980-930-2018>. Title of the screen.

2. *Case IH Agriculture*. Austoft Cane Harvesters [Electronic resource]. URL: <https://www.caseih.com/anz/en-au/products/harvesting/austoft-cane-harvesters> Title of the screen.

3. *Електроніка* существенно расширяет возможности дросселя [Электронный ресурс]. Интернет-версия журнала «Конструктор. Машиностроитель». – 2017. №1. Режим доступа: <https://konstruktor.net/podrobnее-hidr/intellektualnyj-drossel-na-420-bar-1566.html>. Дата последнего доступа 15.07.2018.

4. *Hawe Hydraulik* - Solutions for a World under Pressure. Hydraulic valves [Electronic resource]. URL: <https://www.hawe.com/products/product-search-by-category/hydraulic-valves/> Title of the screen.

5. *Bosch Rexroth*. Proportional, high-response and servo valves [Electronic resource]. URL: <https://www.boschrexroth.com/ics/cat/?language=en&id=&cat=Industrial-Hydraulics-Catalog&m=DE&u=si&o=Desktop&p=g253780,g257618e2da621c1f18&InitialNodeFirstLevel=true> - Title of the screen.

6. *Rexroth Bosch-Group*. Mobile Hydraulics. Directional Control Valves SB 23 LS. [Electronic resource]. URL: <https://www.yumpu.com/en/document/view/8788049/wegeventile-sb-23-ls-directional-control-valves-bosch-rexroth> Title of the screen.

References

1. *Claas*. Jaguar 980-930 [Electronic resource]. URL: <http://www.claas.co.uk/products/forage-harvesters/jaguar980-930-2018>. Title of the screen.

2. *Case IH Agriculture*. Austoft Cane Harvesters [Electronic resource]. URL: <https://www.caseih.com/anz/en-au/products/harvesting/austoft-cane-harvesters> Title of the screen.

3. *Electronics* greatly enhances throttle [Electronic resource]. Internet version of the magazine "Constructor. Mashinostroitel". 2017. No. 1. Mode of access: <https://konstruktor.net/podrobnее-hidr/intellektualnyj-drossel-na-420-bar-1566.html>. Last access date 15.07.2018.

4. *Hawe Hydraulik* - Solutions for a World under Pressure. Hydraulic valves [Electronic resource] / URL: <https://www.hawe.com/products/product-search-by-category/hydraulic-valves/> Title of the screen.

5. *Bosch Rexroth*. Proportional, high-response and servo valves [Electronic resource] / URL: <https://www.boschrexroth.com/ics/cat/?language=en&id=&cat=Industrial-Hydraulics-Catalog&m=DE&u=si&o=Desktop&p=g253780,g257618e2da621c1f18&InitialNodeFirstLevel=true> - Title of the screen.

6. *Rexroth Bosch-Group*. Mobile Hydraulics. Directional Control Valves SB 23 LS. [Electronic resource] / URL: <https://www.yumpu.com/en/document/view/8788049/wegeventile-sb-23-ls-directional-control-valves-bosch-rexroth> Title of the screen.

СПЕЦИАЛЬНЫЙ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬ

Н. И. Стадник, Н. И. Иванов, О. А. Моторная, А. Н. Переяславский

Аннотация. Выполнен анализ применения современных агрегатов с электроуправлением в различных машинах, как агропромышленного комплекса, так и в других отраслях народного хозяйства. Предложена схема и разработана конструкция специального моноблочного гидрораспределителя ГР20-24Э с электрогидравлическим управлением. Во втором каскаде использовано патронное исполнение силового каскада распределителя, что позволило упростить конструкцию, повысить ремонтпригодность и снизить габариты и массу гидравлической части. Первый каскад управления распределительным золотником выполнен в виде двух дроссельных щелей типа «шарик-седло», в которых положение шариков управления электромагнитами. Такое исполнение системы управления отличается простотой, невозможностью заклинивания, отсутствием трения и возможностью получения малых ходов, что обеспечивает более высокую надежность и снижение мощности для управления электромагнитами.

В результате проведенных научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ создан электрогидравлический распределитель в моноблочном исполнении. Использование распределительного узла патронного типа и применение в пилотной части распределителя дроссельных щелей с шариковым запорным элементом позволило упростить конструкцию гидрораспределителя, повысить его надежность и снизить габариты и массу.

Ключевые слова: гидрораспределитель, патронное исполнение, электромагнит, пилотная часть, надежность.

SPECIAL ELECTROHYDRAULIC DIRECTIONAL CONTROL VALVE

Stadnik N. I., Ivanon N. I., Motornia O. A., Pereyaslavskiy A. N.

Abstract. The analysis of the application of modern aggregates with electrical control in various machines, both of the agro-industrial complex, and in other branches of the national economy is performed. A scheme is proposed and the design of a special monoblock hydraulic directional control valve GR20-24E with electrohydraulic control is developed. In the second stage, the cartridge

version of the power cascade of the hydraulic directional control valve was used, which made it possible to simplify the design, improve maintainability and reduce the overall dimensions and mass of the hydraulic part. The first cascade of control of the hydraulic directional control valve the spool is made in the form of two choke-like "ball-saddle" slots, in which the position of the balls is controlled by electromagnets. This execution of the control system is characterized by simplicity, impossibility of jamming, lack of friction and the possibility of obtaining small strokes, which provides a higher reliability and power reduction for controlling the electromagnets.

As a result of the research and development work created electro-hydraulic directional control valve in a monoblock design. The use of the cartridge type switch-gear and the application in the pilot section of the throttle gap distributor with the ball locking element allowed to simplify the design of the hydraulic hydraulic directional control valve, increase its reliability and reduce the dimensions and mass.

Key words: hydraulic directional control valve, cartridge version, electromagnet, pilot part, reliability.

УДК 631.362.3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РОЗДІЛЕННЯ НАСІННЯ СОНЯШНИКУ ПІД ДІЄЮ ПОВІТРЯНОГО ПОТОКУ

Е. Б. Алієв

Інститут олійних культур, Україна.

Кореспонденція автора: aliev@meta.ua.

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

Бібл. 7, рис. 3, табл. 1.

Анотація. Приведені результати експериментальних досліджень процесу сепарації насіння соняшнику при його переміщенні під дією повітряного потоку. Наведеної залежності, які зв'язали коефіцієнт розподілу і споживану потужність із подачею насіння і швидкістю повітря. Вирішення компромісної задачі, а саме мінімізація потужності, що споживається експериментальною установкою, при максимальному значенні коефіцієнта розподілу і подачі насіння призвели до раціональних режимних параметрів зазначеного процесу.

Ключові слова: соняшник, насіння, сепарація, розділення, потік, експериментальні дослідження.

Постановка проблеми

До великих перевитрат насіннєвого матеріалу соняшника та істотного зниженню врожайності сільськогосподарської продукції призводить незадовільна якість насіння [1]. Сортова чистота в залежності від культури повинна складати для елітного насіння олійних культур (еліта, супереліта) згідно діючих стандартів 99,6-99,9 % [2].

Аналіз останніх досліджень

Задачею сепарації насіння соняшнику за питомою вагою (щільністю, фактурі) зводиться до його калібрування за геометричними розмірами [3]. З'являється дві змінні: парусність і щільність.

Відомо, що при однаковій питомій вазі насіння меншої маси під впливом повітряного потоку летить далі, а насіння більшої маси – ближче.

Окрім цього, в залежності від напрямку орієнтації насінини до вектору швидкості повітряного потоку з'являється парусність, що призводить до випадкової траєкторії руху насінини [4].

При тривалому впливі повітряного потоку насіння займе найліпше аеродинамічне положення при якому спостерігається найменший опір [5].

Потік повітря повинен мати рівномірну структуру, як по епюрі швидкості, так і за параметрами турбулентності [6].

Виходячи з вищесказаного необхідно провести експериментальні дослідження процесу сепарації насіння соняшнику при його переміщенні під дією повітряного потоку.

Мета досліджень

Підвищення ефективності процесу розділення насіння соняшнику під дією повітряного потоку шляхом обґрунтування його режимних параметрів.

Результати досліджень

Експериментальні дослідження проводилися на установці із базою аеродинамічного сепаратора серії «Алмаз» (виробництва ЧП ПФ «Агротех»). Конструктивно-технологічна схема та загальний вигляд експериментальної установки представлено на рис. 1. Для забезпечення певної подачі насіння використовується відкалібрована заслінка, яка обмежує вхідну продуктивність. Задана подача повітря встановлюється за допомогою частотного перетворювача (Danfoss VLT Micro Drive), а контролюється з використанням анемометра (Benetech GM-816).

Вихідним матеріалом при проведенні експериментальних досліджень були насіння соняшнику сорту Прометей, селекції Інституту олійних культур НААН, які були відкалібровані до фракції 3,2–3,4 мм. Один дослід проводився при пропусканні через експериментальний зразок блоку подачі 100 кг насіння.

Факторами для експериментальних досліджень є швидкість подачі повітря V і подача насіння Q . Інтервали і рівні варіювання даними факторами співпадають з теоретичними (табл. 1).

В якості критеріїв оптимізації було прийнято: споживану потужність – P , кВт і коефіцієнт розподілу – δ .

Потужність, що витрачається приводом вентилятора, вимірювалася з використанням однієї з додаткових функцій частотного перетворювача Danfoss VLT Micro Drive.

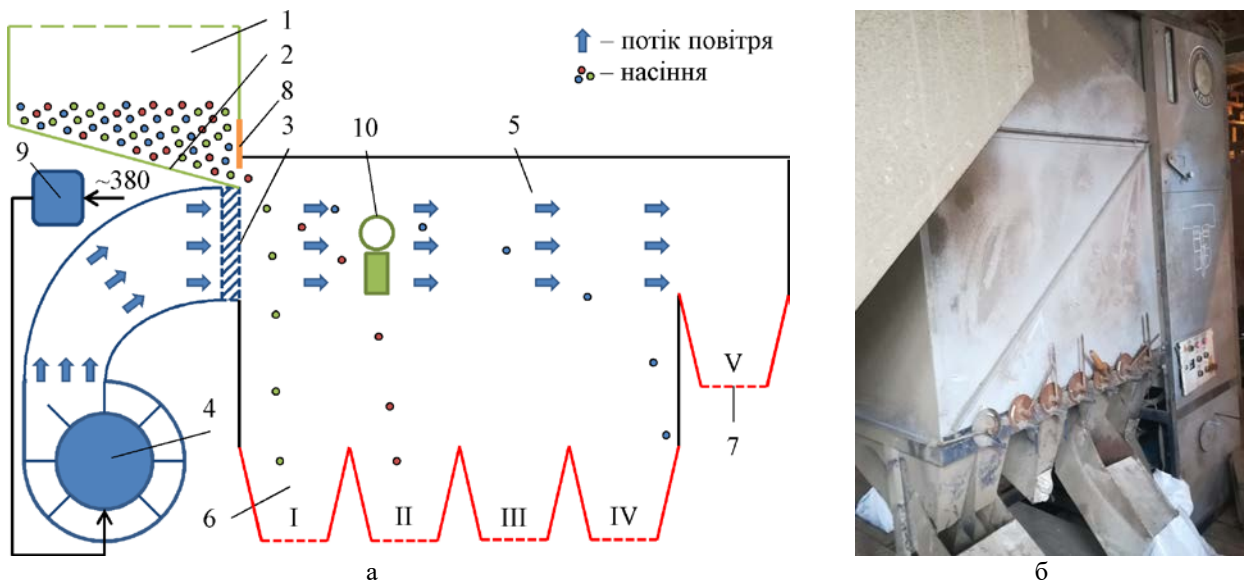


Рис. 1. Конструктивно-технологічна схема (а) та загальний вигляд (б) експериментальної установки для дослідження: 1 – бункер; 2 – вібратор; 3 – генератор каскаду повітряних струменів; 4 – вентилятор; 5 – сепарувальна камера; 6 – збірники фракцій; 7 – забірник пилу і легкої фракції; 8 – заслінка; 9 – частотний перетворювач 10 – анемометр.

Таблиця 1. Рівні варіацій факторами чисельного моделювання процесу переміщення насіння в повітряному потоці.

Рівні варіацій	Фактори		
	Ефективний діаметр насіння D_p , мм	Подача насіння Q , кг/с	Швидкість повітря V , м/с
Верхній рівень (+)	7	0,09	25
Основний рівень (0)	5	0,06	20
Нижній рівень (-)	3	0,03	15
Інтервал варіацій факторів	2	0,03	5

Так як задачею сепарації насіння соняшника при його переміщенні під дією повітряного потоку є розділення на 5 фракцій (виконані, неповністю виконані, голе ядро, пусті і пил), то на експериментальній установці виставлено 5 забірних областей.

При кожному досліді для кожної забірної області визначається фракційний склад згідно загальноприйнятою методикою [7] і розраховується відповідний коефіцієнт розподілу δ , який визначається наступним чином. Нехай вхідний матеріал необхідно розділити на N фракцій, тоді кількість забірних областей повинно дорівнювати N . Для кожної забірної області визначається фракційний склад насіннєвої суміші, який математично можна представити у вигляді квадратної матриці $N \times N$:

$$\begin{pmatrix} w_{11} & w_{12} & \dots & w_{1N} \\ w_{21} & w_{22} & \dots & w_{2N} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ w_{N1} & w_{N2} & \dots & w_{NN} \end{pmatrix}. \quad (1)$$

де w_{ij} – масова доля фракції i в забірнику j :

$$w_{ij} = \frac{m_{ij}}{\sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N m_{ij}} \cdot 100\%; \quad (2)$$

m_{ij} – маса фракції i в забірнику j .

Коефіцієнт розподілу δ визначається як найбільша сума діагональних елементів матриці (1):

$$\delta = \max \left(\sum_{k=1}^N w_{kk}, \sum_{k=1}^N w_{k(k+1)}, \dots, \sum_{k=1}^N w_{k(k+N-1)}, \sum_{k=1}^N w_{(k+1)k}, \dots, \sum_{k=1}^N w_{(k+N-1)k} \right); \quad (3)$$

Експериментальні дослідження були проведені за D-оптимальним планом Бокса-Бенкіна другого порядку для 2 факторів (9 дослідів) у триразовій повторності. Обробка результатів досліджень, проведених методом математичного факторного планування експериментів, виконувались за допомогою комп'ютерної програми Mathematica. Математична модель визначається по одному критерію оптимізації.

Отримана математична модель впливу досліджуваних факторів на коефіцієнт розподілу δ мала вигляд:

$$\delta = 6,07089 - 29,1437 Q + 2,62933 V - 0,0501251 V^2. \quad (4)$$

Аналізуючи рівняння (4), можна стверджувати, що на коефіцієнт розподілу δ впливають всі вищезгадані фактори. При цьому зі збільшенням швидкості повітря V збільшується і коефіцієнт розподілу δ . А при збільшенні подачі насіння Q , коефіцієнт розподілу δ зменшується. Графічна

інтерпретація отриманої експериментальної залежності (4) представлена на рис. 2.

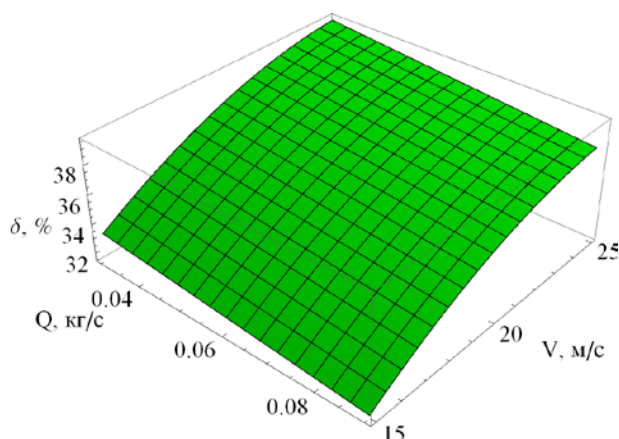


Рис. 2. Залежність коефіцієнта розподілу δ від подачі насіння Q і швидкості повітря V .

Математична модель впливу досліджуваних факторів на потужність, що споживається експериментальною установкою, мала вигляд:

$$P = -2,35556 + 0,199111 V. \quad (5)$$

Графічна інтерпретація отриманої залежності (5) представлена на рис. 3. Аналізуючи рівняння (5), можна стверджувати, що на потужність, що споживається експериментальною установкою, лінійно впливає тільки швидкості повітря V .

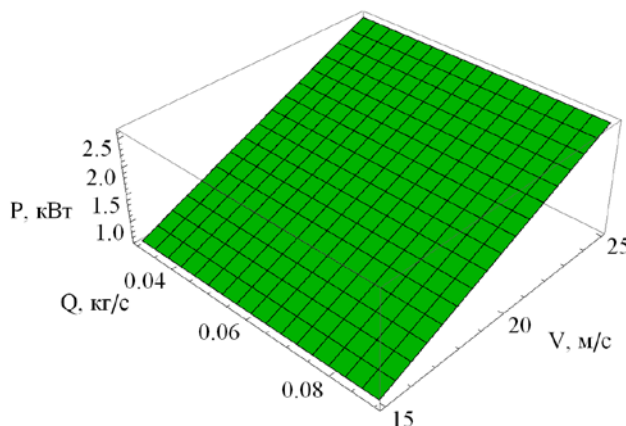


Рис. 3. Залежність потужності P , що споживається експериментальною установкою, від подачі насіння Q і швидкості повітря V .

Завданням вирішення компромісної задачі була мінімізація потужності P , що споживається експериментальною установкою, при максимальному значенні коефіцієнта розподілу δ і подачі насіння Q , тобто:

$$\begin{cases} \delta(Q, V) \rightarrow \max, \\ P(Q, V) \rightarrow \min, \\ Q \rightarrow \max. \end{cases} \quad (6)$$

Вирішення задачі (6) за допомогою програмного пакету Mathematica призвели до оптимальних технологічних режимів процесу сепарації насіння соняшнику при його переміщенні під дією повітряного потоку: $Q = 0,09$ кг/с, $V = 15$ м/с, $\delta = 31,6$ %, $P = 0,63$ кВт.

Висновки

1. В результаті експериментальних досліджень процесу сепарації насіння соняшнику при його переміщенні під дією повітряного потоку було вставлено залежності, які зв'язали коефіцієнт розподілу δ і споживану потужність P із подачею насіння Q і швидкістю повітря V .

2. Вирішення компромісної задачі, а саме мінімізація потужності P , що споживається експериментальною установкою, при максимальному значенні коефіцієнта розподілу δ і подачі насіння Q призвели до наступних значень: $Q = 0,09$ кг/с, $V = 15$ м/с, $\delta = 31,6$ %, $P = 0,63$ кВт.

Список літератури

1. *Заїка П. М.* Теорія сільськогосподарських машин. Харків. 2006. Том. 3. Розділ 7. Очистка і сортування насіння. 407 с.

2. *Алієв Е. Б.* Техніко-технологічне забезпечення процесів очищення та розділення насіннєвого матеріалу олійних культур. Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих вчених і спеціалістів 25–26 травня 2016 року. Роль наукових досліджень в забезпеченні процесів інноваційного розвитку аграрного виробництва України. НААН, ДУ ІЗК НААН, М-во аграр. політики та прод. України, Укр. ін-т експертизи сортів рослин, Вінниця. Україна. 2016. С. 4–5.

3. *Тищенко Л. Н., Ольшанский В. П., Ольшанский С. В.* Гидродинамика сепарирования зерна: монография. Харьков. 2010. 174 с.

4. *Нуруллин Э. Г., Салахов И. М., Дмитриев А. В.* Математическая модель движения семян в основной камере пневмомеханического протравливателя. Вестник Казанского ГАУ. 2014. № 1 (31). С. 69–72.

5. *Алієв Е. Б., Шевченко І. А.* Дослідження аеродинамічних властивостей насіння олійних культур. Вісник аграрної науки. 2017. №3 (769). С. 63–65.

6. *Алієв Е. Б., Яропуд В. М.* Фізико-математичний апарат руху насіння в повітряному потоці. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2017. №2 (97). С. 19–23.

7. *ГОСТ 10854–88*, Семена масличные. Методы определения сорной, масличной и особо учитываемой примеси. Введен 23.12.88. Стандартинформ. 10 с.

References

1. *Zaika, P. M.* (2006). Theory of agricultural machines. Kharkov. Tom. 3. Section 7. Cleaning and sorting of seeds. 407.

2. *Aliyev, E. B.* (2016). Technical and technological support processes of cleaning and separation of seed oil crops. Materials Ukrainian scientific-practical conference of young scientists and specialists on 25-26 May 2016. The role of research in promoting the innovation development of agrarian industry of Ukraine. NAAS, NAAS DU EZK, M-Agrar. policy and prod. Ukraine,

Ukr. Institute of examination of plant varieties, the winery. Ukraine. 4-5.

3. *Tishchenko, L. N., Olshansky, V. P., Olshansky, S. V.* 2(010). Hydrodynamics of separation of grain: monograph. Kharkov. 174.

4. *Nurullin, E. G., Salakhov, I. M., Dmitriev, A. V.* (2014). Mathematical model of the motion of seeds in the main chamber of the rotor of the treater. Bulletin of Kazan state agricultural UNIVERSITY. No 1 (31). 69-72.

5. *Aliiev, E. B., Shevchenko, I. A.* (2017). Investigation of the aerodynamic properties of oilseeds. Bulletin of agricultural science. No 3 (769). 63-65.

6. *Aliiev, E. B., Yaropud, V. M.* (2017). Physical and mathematical apparatus of the movement of seeds in the air stream. Technology, energy, transport, agriculture. No. 2 (97). 19-23.

7. *GOST 10854-88.* (1988). Seeds of oil. Methods for determination of weed, oil and especially take into account impurities. Introduced 23.12.88. Standartinform. 10.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ
ПРОЦЕССА РАЗДЕЛЕНИЯ СЕМЯН
ПОДСОЛНЕЧНИКА ПОД ДЕЙСТВИЕМ
ВОЗДУШНОГО ПОТОКА

Э. Б. Алиев

Аннотация. Приведены результаты экспериментальных исследований процесса сепарации семян подсолнечника при их перемещении под действием воздушного потока. Приведены зависимости, связывающие коэффициент распределения и потребляемую мощность с подачей семян и скоростью воздуха. Решение компромиссной задачи, а именно минимизация потребляемой мощности экспериментальной установкой, при максимальном значении коэффициента распределения и подачи семян привели к рациональным режимным параметрам указанного процесса.

Ключевые слова: подсолнечник, семена, сепарация, разделение, поток, экспериментальные исследования.

EXPERIMENTAL RESEARCH OF PROCESS
OF SEPARATION OF SUNFLOWER SEEDS UNDER
ACTION OF AIR FLOW

Aliyev E. B.

Abstract. The results of experimental studies of the separation of sunflower seeds during their movement under the action of air flow are presented. Dependences are given that relate the distribution coefficient and power consumption with seed supply and air speed. The solution of the compromise problem, namely, the minimization of the power consumption by the experimental setup, with the maximum value of the distribution coefficient and seed supply, led to rational regime parameters of this process.

Key words: sunflower, seeds, separation, separation, flow, experimental studies.

УДК 631.43+528.8

ШЛЯХИ ВИЗНАЧЕННЯ ПРОСТОРОВОЇ НЕОДНОРІДНОСТІ ГРУНТОВОГО ПОКРИВУ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ УГІДЬ

В. М. Стародубцев, Ю. О. Росамаха, С. І. Пастушенко, Р. М. Басараб, Д. С. Комарчук

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Кореспонденція авторів: rosamaha.vchenyij@ukr.net.

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

Бібл. 19, рис. 13, табл. 0.

Анотація. Розглянуті етапи дослідження й формування наукових уявлень про просторову неоднорідність ґрунтового покриву рівнин Правобережного Лісостепу. Значна увага приділена особливостям водного режиму ґрунтів у зв'язку з затопленням мікрозападин весною талими водами, а влітку – зливами. Показаний вплив такого водного режиму на агрохімічні і фізико-хімічні властивості чорноземних ґрунтів на різних елементах мікрорельєфу. Виявлено зменшення врожайності ґрунтів дна і схилів мікрозападин при різному водному режимі. Оцінені втрати врожаю на полях з мікрозападами, які сягають коло 22-23%. Обґрунтовано комплексне використання як традиційних наземних методів досліджень просторової неоднорідності ґрунтового покриву і продуктивності полів, так і використання БПЛА (дронів), GPS-приймачів для точного позиціонування пунктів досліджень, а також космічних знімків Ландсат-8 і Сентинел-2а і 2б. Запропоновано використання таких засобів для корегування детальних ґрунтових карт рівнинних територій із мікро- і навіть мезо- і нанозападами. Визнано доцільним складання карт просторової неоднорідності землекористувань та продуктивності полів.

Ключові слова: ґрунт, неоднорідність, простір, угіддя.

Постановка проблеми

Практичне землеробство завжди пред'являло суттєві вимоги до інформації щодо ґрунтового покриву території, особливостей ґрунтів, їх властивостей і родючості. Тобто просторова неоднорідність ґрунтового покриву завжди була об'єктом уваги і досліджень. Проте масштаб цих знань з часом стає усе глибшим і вагомим. Ситуацію стрімко змінило впровадження в останні десятиліття так званого «точного землеробства», яке потребує нових підходів до знань про ґрунти, про землеробські технології, про комплекси необхідної техніки для успішного ведення господарства. А зараз в Україні точні знання про ґрунтовий покрив необхідні ще й з потреб ринкової економіки. Адже проблема купівлі-продажу землі уже на часі.

Аналіз останніх досліджень

Ще в минулому столітті були розпочаті фундаментальні дослідження неоднорідності ґрунтового покриву, диференціації властивостей і родючості ґрунтів. Вони активно продовжуються в різних регіонах України й зараз. У класичних роботах Фрідланда В.М. [14], Годельмана Я.М. [4], а в Україні – Медведєва В.В. з колегами [5] та інших відомих ґрунтознавців були розкриті важливі закономірності неоднорідності та комплексності ґрунтового покриву в залежності від властивостей ґрунтів, їх морфологічних ознак, літологічної будови, водного режиму та інших показників. У лівобережній частині України особливого значення набули класичні дослідження Гедройца К.К. [3], який пов'язав створення комплексного ґрунтового покриву в умовах рівнинного рельєфу, який включає мікро- і мезопониження, із процесами засолення, солонцюватості та утворенням осолоділих ґрунтів. На рівнинах правобережної частини України таких досліджень було незрівнянно менше, а складний ґрунтовий покрив тут більше пов'язувався із процесами ерозії. Але ж тут ґрунти понижені рельєфу у межах великих рівнин формуються під впливом перезволоження атмосферними опадами, періодичного (навіть короткострокового) затоплення талими і зливовими водами і підтоплення за участі вилуговування та оглеєння. У той же час геологічні, геоморфологічні та інші ґрунтознавчі дослідження [6-13, 15-19] показують, що роль мікрозападин у формування ландшафтів суттєво більша, ніж тільки утворення складного комплексного покриву [1-14]. Адже у цих пониженнях рельєфу фільтрація поверхневих вод обумовлює проникання на значні глибини агрохімікатів, техногенних забруднюючих речовин й навіть радіонуклідів. А існування таких малих форм рельєфу протягом віків свідчить про те, що з потоками вологи в глибину проникає і частина твердої фази ґрунту. Тому вони й не замулюються, хоча щорічний притік дрібнозему із талими і дощовими водами добре помітний. Тому усе більшої уваги привертають теорії масо-енерго-перенесення у таких пониженнях рельєфу [2]. У закордонних країнах теж зростає увага до формування просторової неоднорідності ґрунтового покриву, але там

переважає скоріше «виробничо-економічний» підхід до цієї проблеми [18]. Проте і для нас такий підхід теж стає дедалі актуальнішим.

Мета досліджень

Дослідження просторової неоднорідності ґрунтового покриву та продуктивності полів проводяться на рівнинних територіях Фастівського й Васильківського районів Київської області, зокрема – на полях навчально-дослідних господарств НУБіП України «Великоснітинське» та «Агростанція». Ця територія відноситься до Правобережної лісостепової провінції, зокрема – до регіонів поширення типових чорноземів. Детально проблема вивчається на ключових ділянках у вказаних господарствах та на виробничому полі площею 32,5 га у НДГ «Великоснітинське». А рекогносциувальні дослідження проводяться на полях площею 400 га у цьому ж господарстві. Методики дослідження змінювались поетапно з роками із залученням нових технологій і ресурсів, про що буде вказано при описі кожного етапу.

Результати досліджень

Етап наземних досліджень розпочався у 2008 р., коли при проведенні навчальних практик з детального картографування ґрунтів у вказаних господарствах була виявлена надзвичайна неоднорідність ґрунтового покриву, хоча на великомасштабних ґрунтових картах були показані однорідні типові чорноземи. На рівнинних ділянках та у численних мікропониженнях рельєфу (рис. 1) були закладені ґрунтові розрізи до глибини 2 м, стандартний опис яких показав значні відмінності ґрунтів на таксономічному рівні видів і родів, а іноді й підтипів ґрунту.



Рис. 1. Розміри западини та її вигляд у полі.

Вони суттєво відрізнялись за морфологічними ознаками (рис. 2), глибиною залягання карбонатного горизонту, запасами води (рис. 3). Істотна різниця була виявлена й у запасах гумусу (рис. 4) та фізико-хімічних властивостях ґрунту. В найбільш характерних западинах було організовано спостереження за водним режимом ґрунтів посезонно із визначенням також глибини ґрунтових вод. Для детального вивчення просторової неоднорідності ґрунтового покриву був вибраний такий важливий для чорноземних ґрунтів показник, як глибина

залягання карбонатів у профілі. Адже саме глибина залягання карбонатного горизонту у ґрунті певним чином відображає глибину промивання профілю ґрунту атмосферною вологою у багаторічному аспекті. Для цього була вибрана ділянка поля площею 17 га, де проводились багаторічні агрономічні та агрохімічні дослідження університету.

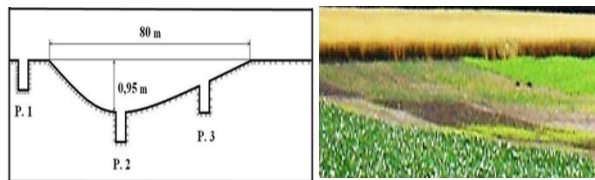


Рис. 2. Різниця морфологічних ознак профілю ґрунту на рівнинних ділянках і на дні западини.

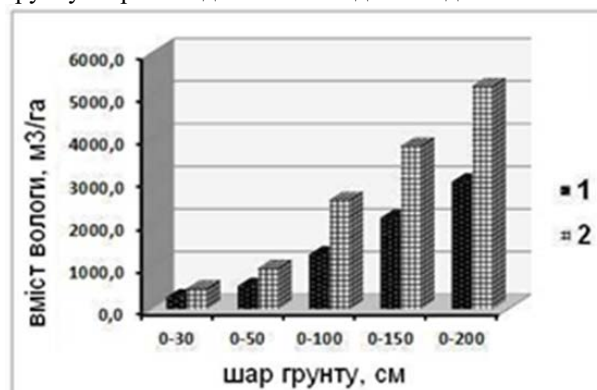


Рис. 3. Запаси води у ґрунті на дні западини (1) та на рівнині (2).

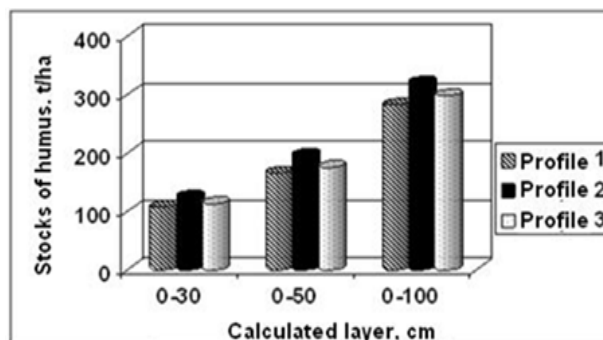


Рис. 4. Запаси гумусу у ґрунті рівнини (1), дна западини (2) та схилу (3).



Рис. 5. Розташування свердловин на експериментальній ділянці.

На ній рівномірно на відстані 50 м закладена мережа свердловин (рис. 5) глибиною до карбонатного горизонту ґрунту, при необхідності буріння вели до глибини ґрунтових вод (4,5-5,0 м). Зразки ґрунту відбирались ручним буром, наявність в ґрунті карбонатів визначалась 10-% HCl. Результати аналізувались на ПК з допомогою програми Q-GIS.

Результати дослідження показані у вигляді картограми глибини залягання карбонатів (рис. 6) у 2-Д та 3-Д вигляді [1]. Ці дані показали унікальну неоднорідність ґрунтового покриття навіть при дуже слабкій вираженості западин на полі.

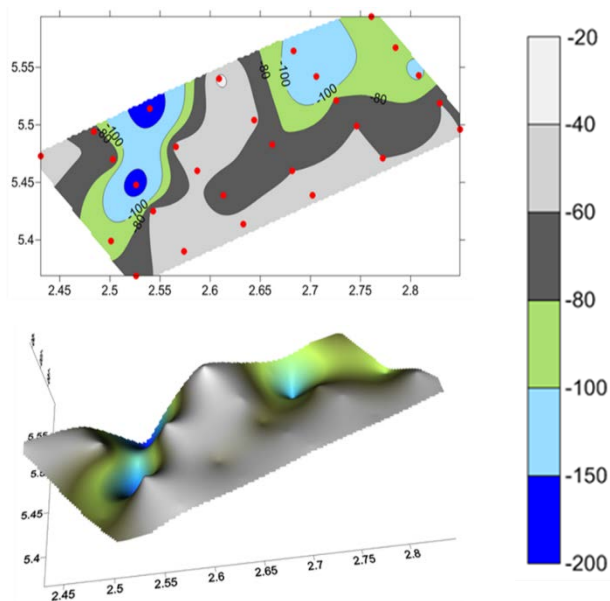


Рис. 6. Картограма глибини залягання карбонатів у ґрунті.

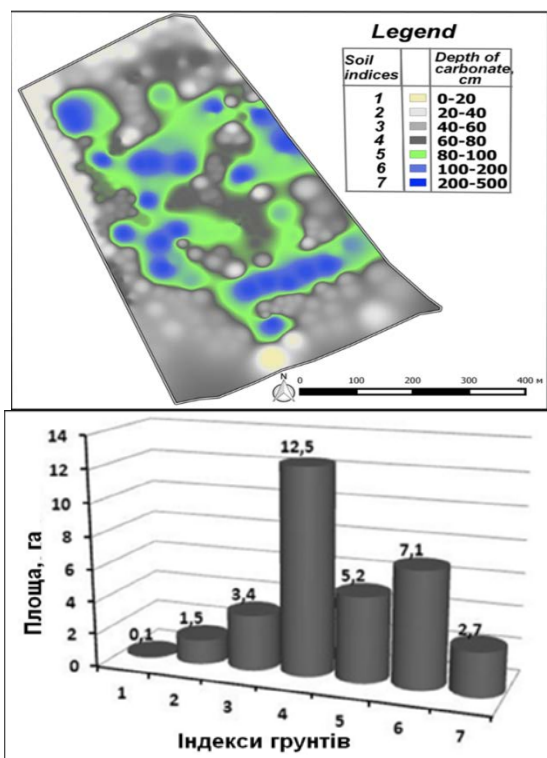


Рис. 7. Картограма глибини залягання карбонатів у ґрунтах виробничого поля та структура ґрунтового покриття.

Отримані таким методом результати спонукали нас до вивчення проблеми неоднорідності покриття на виробничому полі площею 32,5 га із добре вираженою мережею мікрозападин глибиною 0,3-1,0 м. Картограма глибини карбонатів, а, відповідно, і різноманітності ґрунтового покриття, показана на рис. 7 [9, 10]. Виділені на діаграмі ґрунти діагностовано за глибиною карбонатів як: 1 – чорноземи типові високоскипаючі – (20-40 см); 2 – чорноземи типові (модальні чи еталонні) – (40-60 см); 3 – чорноземи типові глибокоскипаючі – (60-80 см); 4 – чорноземи вилугувані – (80-100 см); 5 – лучно-чорноземні ґрунти – (100-150 см); 6 – лучно-чорноземні ґрунти на безкарбонатних лесах – (150-200 см).

Етап аеровізуальних досліджень розпочався у 2016 р., коли почали використовувати БПЛА (дрон) «Фантом» разом із традиційними методами вивчення водного режиму ґрунтів. Це дало можливість вивчати динаміку процесів затоплення западин весною талою водою та влітку – зливовими опадами, а також розвитку (чи загибелі) рослин в залежності від умов зволоження. Протягом 2017 р. отримані достовірні результати щодо впливу тривалості весняного затоплення западин на ріст і розвиток рослин озимої пшениці (рис. 8-11), а влітку визначена врожайність пшениці на різних морфо-елементах рельєфу [12, 13]. Найбільша врожайність озимої пшениці відмічена на чорноземах типових легкосуглинкових (51,2 ц/га), поширених на рівних ділянках поля. На схилах мікрозападин врожайність зменшувалась, а на дні западин складала лише 16,5 ц/га (рис.11). Протягом 2018 р. дослідження проводили також на полях з багаторічними травами (люцерна) та ячменем.



Рис. 8. Затоплення талими водами западин із озимою пшеницею 01.03.2017 та стан поля через 3 тижні.



Рис. 9. Динаміка висихання ключової западини протягом трьох неділей.



Рис. 10. Стан озимої пшениці на цьому полі перед збиранням врожаю.

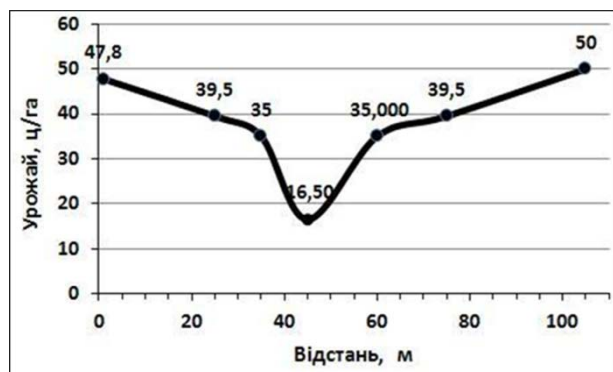


Рис. 11. Врожайність озимої пшениці у западині глибиною 0,5 м.

Етап використання космічних знімків Ландсат-8 та Сентінед 2а і 2б дозволив суттєво розширити масштаби досліджень на територію навчально-дослідних господарств НУБіП України та на суміжні території. А також він сприяв оцінці просторової неоднорідності ґрунтового покриття цілих господарств з використанням уже отриманих результатів на ключових ділянках. Зараз розробляються методики такої оцінки, а також плануються заходи подолання неоднорідності продуктивності полів. Детальні космічні знімки та нові технічні засоби (GPS-приймачі та датчики маси врожаю) на комбайнах дають можливість у виробничих умовах складати детальні карти врожайності та аналізувати причини різної продуктивності земель, враховуючи й просторову неоднорідність ґрунтового покриття та різний водний режим і властивості ґрунтів (рис. 12, рис. 13).



Рис. 12. Зображення мікрозападин дослідного поля із озимою пшеницею на космічному знімку Сентінед 2А.



Рис. 13. Порівняння стану поля весною на космічному знімку Сентінед 2А та фактична врожайність озимої пшениці.

Висновок

Дослідження просторової неоднорідності ґрунтового покриття, водного режиму ґрунтів та продуктивності полів дало можливість оцінити стан і перспективи використання земельних ресурсів у Правобережному Лісостепу України. А математичні залежності просторової неоднорідності полів та їх врожайності, які зараз нами розробляються, будуть мати не тільки наукове, а значне бізнесове значення.

Список літератури

1. Аніскевич Л. В., Стародубцев В. М. Оцінка просторової неоднорідності ґрунтового покриття рівнинного Лісостепу. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. 2015. Вип. 226. С. 115–123.
2. Бублясь М. В. Геологічна дія порових розчинів в умовах діагенезу осадових порід. Збірник наукових праць Інституту геологічних наук НАН України. 2011. Вип. 4. С. 39–46.

3. *Гедройц К. К.* Избранные сочинения. Москва. Сельхозгиз. 1955. 600 с.
4. *Годельман Я. М.* Неоднородность почвенного покрова и использование земель. Москва. Наука. 1981. 200 с.
5. *Медведев В. В.* Неоднородность почв и точное земледелие. Часть 1. Введение в проблему. Харьков. УААН, 2007. 262 с.
6. *Стародубцев В. М., Яценко С. В., Павлюк С. Д., Ілленко В. В.* Вплив водного режиму мікрозападин Лісостепу на неоднорідність ґрунтового покриття та його використання. II Всеукраїнський з'їзд екологів з міжнародною участю. Ecology-2009. 23-26 вересня 2009 року. Вінниця. 2009. С. 176–179.
7. *Стародубцев В. М., Розстальний В. Є., Яценко С. В., Бордусь О. О.* Водний режим мікрозападин як фактор неоднорідності ґрунтового покриття правобережного Лісостепу. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: агроінженерія. 2010. Вип. 149. С. 108–112.
8. *Стародубцев В. М., Богданець В. А.* Новий погляд на картування й оцінку неоднорідності ґрунтового покриття рівнинного Лісостепу. Сборник научных трудов SWorld. 2015. Выпуск №1(38). С. 89–94.
9. *Стародубцев В. М., Анискевич Л. В., Урбан Б. В.* К оценке пространственной неоднородности почвенного покрова равнинной Лесостепи. Научные труды SWorld. Т. 11. Вып. 3(40). 2015. Сельское хозяйство. С. 4–11.
10. *Стародубцев В. М., Анискевич Л. В., Власенко І. С.* Особливості ґрунтового покриття і водного режиму ґрунтів на рівнинах Правобережного Лісостепу. XV Международная заочная конференция «Развитие науки в XXI веке» (15.07.2016 года). 1 часть. Харьков. НИЦ «Знание». 2016. С. 152–156.
11. *Стародубцев В. М., Комарчук Д. С., Богданець В. А., Власенко І. С.* Нові технічні засоби для дослідження просторової неоднорідності ґрунтового покриття. Правобережного Лісостепу. XV Международная заочная конференция «Развитие науки в XXI веке» (15.07.2016 года). 1 часть. Харьков. НИЦ «Знание». 2016. С. 82–86.
12. *Стародубцев В. М., Власенко І. С., Басараб Р. М., Комарчук Д. С.* Просторова неоднорідність врожайів озимої пшениці на полях з мікрозападами. Наукові доповіді Національного університету біоресурсів і природокористування України. 2018. №3 (73). 8 с.
13. *Стародубцев В. М., Власенко І. С., Басараб Р. М., Комарчук Д. С.* Пространственная неоднородность водного режима и продуктивности типичных черноземов Правобережной Украины. Степи Северной Евразии_материалы VIII международного симпозиума_1.pdf. Оренбург. 2018. С. 946–949. www.orensteppe.org.
14. *Фридланд В. М.* Структура почвенного покрова. Москва. Мысль. 1972. 424 с.
15. *Starodubtsev V. M., Bogdanets V. A.* New vision for mapping and estimation of soil cover heterogeneity in plain Forest-Steppe zone. SWorld Journal. Agriculture. Volume J11509-007. May 2015. 2015. P. 30–36.
16. *Starodubtsev V. M., Vlasenko I. S., Urban B. V., Aniskevych L. V., Lysenko V. P., Komarchuk D. S.* New technical tools and space images - basis for scientific discovery in agroecology: «Spatial heterogeneity of water regime of soil, its ecological and economic significance» / International exhibition «AGRO-2016», Kyiv, Ukraine, 08.06.2016. DOI: 10.13140/RG.2.1.5034.9682. 12 p.
17. *Starodubtsev V. M., Basarab R. M., Komarchuk D. S., Vlasenko I. S.* Spatial heterogeneity of soil cover and water regime of soils in flat forest-steppe. SWorld – Scientific papers, issue 49, Vol. 2. 2017. P. 51–57. <http://www.sworld.education/ntsw/49-2.pdf>.
18. *Starodubtsev V. M., Basarab R. M., Komarchuk D. S., Vlasenko I. S.* Heterogeneity of typical chernozem productivity in Ukraine. Presentations of International congress of soil science, Kazakhstan, Almaty, 2018. 4 p.
19. *Practical Blog.* Single Post. Field Day Recap: Profitability of Farming Prairie Potholes. 2017. <http://www.practicalfarmers.org/blog/2017/10/18/field-day-recap-profitability-farming-prairie-potholes-aug-31/>. Visited on 01.04.2018.

References

1. *Aniskevich, L. V., Starodubtsev, V. M.* (2015). Estimation of spatial heterogeneity of the soil cover of forest-Steppe plains. Scientific Bulletin of National University of life and environmental Sciences of Ukraine. Series: electronics and energetics, agriculture. Vol. 226. 115-123.
2. *Bublyas, M. V.* (2011). Geological action of pore solutions in the conditions of diagenesis of sedimentary rocks. Collection of scientific works of the Institute of geological Sciences of the NAS of Ukraine. Vol. 4. 39-46.
3. *Gedroits, K. K.* (1955). Selected works. Moscow. Selkhozgiz. 600.
4. *Godelman, Y. M.* (1981). Heterogeneity of the soil cover and land use. Moscow. Science. 200.
5. *Medvedev, V. V.* (2007). Heterogeneity of soils and precision agriculture. Part 1. Introduction to the problem. Kharkov. UAAS, 262.
6. *Starodubtsev, V. M., Yatsenko, S. V., Pavlyuk, S. D., Ilyenko, V. V.* (2009). Influence of water regime of Forest scrosati to the heterogeneity of the soil cover and its use. II all-Ukrainian Congress of ecologists with international participation. Ecology-2009. 23-26 September 2009. Vinnitsa. 176-179.
7. *Starodubtsev, V. M., Rozstalnyy, Ye. V., Yatsenko, S. V., Bordas, A. A.* (2010). Water regime scrosati as a factor of heterogeneity of the soil cover of the right-Bank forest-Steppe. Scientific Bulletin of National University of life and environmental Sciences of Ukraine. Series: Agroengineering. Vol. 149. 108-112.
8. *Starodubtsev, V. M., Bogdanets, V. A.* (2015). New perspective on mapping and assessment of the heterogeneity of the soil cover of forest-Steppe plains. Collection of scientific works SWorld. Issue No 1(38). 89-94.
9. *Starodubtsev, V. M., Aniskevich, L. V., Urban, B. V.* (2015). To assess the spatial heterogeneity of the soil cover of forest-Steppe plains. Scientific works SWorld. T. 11. Vol. 3(40). Agriculture. 4-11.

10. Starodubtsev, V. M., Aniskevich, L. V., Vlasenko, C. I. (2016). Features of the soil cover and the water regime of soils on the plains of the right Bank forest-Steppe. XV international correspondence conference "Development of science in the XXI century" (15.07.2016 years). 1 part. Kharkov. Nits "Knowledge". 152-156.

11. Starodubtsev, V. M., Komarchuk, D. S., Bogdanets, V. A., Vlasenko, C. I. (2016). New tools for the study of spatial heterogeneity of the soil cover. The Right-Bank Forest-Steppe. XV international correspondence conference "Development of science in the XXI century" (15.07.2016 years). 1 part. Kharkov. Nits "Knowledge". 82-86.

12. Starodubtsev, V. M., Vlasenko, S. I., Basarab, G. M., Komarchuk, D. S. (2018). Spatial heterogeneity of winter wheat yields in the fields with mclosetime. Scientific reports of National University of life and environmental Sciences of Ukraine. №3 (73). 8.

13. Starodubtsev, V. M., Vlasenko, S. I., Basarab, G. M., Komarchuk, D. S. (2018). Spatial heterogeneity of the water regime and flow of a typical Chernozem of the right-Bank Ukraine. Steppes of Northern Evrasia VIII international симпозиума_1.pdf. Orenburg. 946-949. www.orensteppe.org.

14. Fridland, V. M. (1972). Structure of the soil. Moscow. Idea. 424.

15. Starodubtsev, V. M., Bogdanets, V. A. (2015). New vision for mapping and estimation of soil cover heterogeneity in plain Forest-Steppe zone. SWorld Journal. Agriculture. Vol. J11509-007. May 2015. 30-36.

16. Starodubtsev, V. M., Vlasenko, I. S., Urban, B. V., Aniskevych, L. V., Lysenko, V. P., Komarchuk, D. S. (2016). New technical tools and space images - basis for scientific discovery in agroecology: «Spatial heterogeneity of water regime of soil, its ecological and economic significance». International exhibition "AGRO-2016", Kyiv, Ukraine, 08.06.2016. DOI: 10.13140/RG.2.1.5034.9682. 12.

17. Starodubtsev, V. M., Basarab, R. M., Komarchuk, D. S., Vlasenko, I. S. (2017). Spatial heterogeneity of soil cover and water regime of soils in flat forest-steppe. SWorld – Scientific papers, issue 49, Vol. 2. 51-57.

18. Starodubtsev, V. M., Basarab, R. M., Komarchuk, D. S., Vlasenko, I. S. (2018). Heterogeneity of typical chernozem productivity in Ukraine. Presentations of International congress of soil science, Kazakhstan, Almaty, 4.

19. Practical Blog. (2017). Single Post. Field Day Recap: Profitability of Farming Prairie Potholes. <http://www.practicalfarmers.org/blog/2017/10/18/field-day-recap-profitability-farming-prairie-potholes-aug-31/>. Visited on 01.04.2018.

ПУТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ НЕОДНОРОДНОСТИ ПОЧВЕННОГО ПОКРОВА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ УГОДИЙ

В. М. Стародубцев, Ю. А. Росамаха,

С. И. Пастушенко, Р. М. Басараб, Д. С. Комарчук

Аннотация. Рассмотрены этапы исследования и формирования научных представлений о

пространственной неоднородности почвенного покрова равнин Правобережной Лесостепи. Значительное внимание уделено особенностям водного режима почв в связи с затоплением микрозападин весной талыми водами, а летом – ливнями. Показано влияние такого водного режима на агрохимические и физико-химические свойства черноземных почв на разных элементах микрорельефа. Выявлено уменьшение урожайности грунтов дна и склонов микрозападин при различном водном режиме. Оценены потери урожая на полях с микрозападинами, которые достигают круг 22-23%. Обосновано комплексное использование как традиционных наземных методов исследований пространственной неоднородности почвенного покрова и продуктивности полей, так и использования БПЛА (дронов), GPS-приемников для точного позиционирования пунктов исследований, а также космических снимков Ландсат-8 и Сентинел-2а и 2б. Предложено использование таких средств для корректировки детальных почвенных карт равнинных территорий с микро- и мезо- и нанозападинами. Признано целесообразным составление карт пространственной неоднородности землепользований и продуктивности полей.

Ключевые слова: почва, неоднородность, пространство, угодья.

WAY OF DETERMINING SPATIAL HETEROGENEITY OF SOIL COVER OF AGRICULTURAL LAND

Starodubtsev V. M., Rosamaha Yu. O., Pastushenko S. I., Basarab R. M., Komarchuk D. S.

Abstract. The stages of research and formation of scientific ideas about the spatial heterogeneity of the soil cover in the plains of the Right-Bank Forest-Steppe are considered. Particular attention is paid to the peculiarities of the water regime of soils caused by flooding of microdepressions ("potholes") in the spring with melt waters, and in the summer, with showers. The impact of such a water regime on the agrochemical and physico-chemical properties of chernozem soils on various elements of the microrelief is shown. The decrease of soil yields of the bottom and slopes of microdepressions in a different water regime was revealed. Loss of yield on fields with microdepressions, reaching about 22-23%, was estimated as well. The complex use of both traditional ground-based methods for investigating the spatial heterogeneity of soil cover and field productivity, as well as the use of UAVs (drones), GPS receivers for precise positioning of research sites, as well as Landsat-8 and Sentinel-2a and 2b space images are substantiated. The use of such means for correction of detailed soil maps of plain areas with micro- and even meso- and nano-depressions is suggested. It is recognized that it is expedient to compile maps of spatial heterogeneity of land use and field productivity.

Key words: soil, heterogeneity, space, land.

UDC 67.05:662.767.3

NATIONAL-ECONOMY APPLICATION OF DIESEL BIOFUELS

Polishchuk V. M.¹, Golopura S. M.¹, Biletskii V. R.², Styrankevych G. R.¹

¹National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Ukraine.

²Zhytomyr National Agroecological University, Ukraine.

Corresponding authors: polischuk.v.m@gmail.com.

Article history: Received: May 2018. Received in the revised form: June 2018. Accepted: September 2018.

Bibl. 8, fig. 0, tabl. 0.

Abstract. Stocks of fossil fuel oil are exhausted. Explored oil reserves of traditional extraction in the world will last 40-50 years of extraction. Still about the same reserves of oil, that is extracted from shale seams and bituminous sands. In Ukraine, its own oil production accounts for only 20% of its needs. Therefore, it is necessary to find new sources of energy that could replace oil fuels. These resources include biofuels, which can also be used to supply diesel engines. The article analyzes diesel biofuels, which can be replaced by petroleum diesel fuels: dimethyl ether, vegetable oil and biodiesel. It has been established that dimethyl ether has a low heat of combustion, in a result is significant reduction in engine power. Vegetable oil by its properties is significantly different from diesel biofuels. Yes, it has a much higher viscosity, which leads to the formation of larger droplets, which burn significantly worse. And due to the fact that during the shooting, it polymerizes, forming a stable pellicle that covers the nozzles, through which there is spray of fuel in the engine, the latter may break down. Therefore, today, the most suitable biofuel for Ukraine, which can both replace physical and energy indicators with mineral diesel, is methyl ether or biodiesel.

Key words: biofuels, biodiesel, methyl ether, dimethyl ether, vegetable oil.

Introduction

One of the most important problems of humanity is the energy problem. Intensive exploitation of mineral resources led to the depletion of their deposits. Explored reserves of liquid oil on our planet make up 210 billion tons (1240 billion barrels), undiscovered are estimated at 52-260 billion tons (300-1500 billion barrels).

Formulation of problem

At the same time, the world produced about 3.2 billion tons of oil (14.7 billion barrels). And at current rates of consumption and taking into account the dynamics of its growth, proven oil will be enough for about 40-50 years, undiscovered — another 10-50 years. It should be noted that in addition to liquid oil, there are also large oil reserves (3700 billion barrels) in the oil sands of

Canada and Venezuela. However, to date, an effective technology for the production of liquid petroleum from oil sands has not yet been developed. Under existing technologies for the production of oil from bituminous sands, is required a large amount of fresh water. At the same time, fresh water is already a shortage for humanity, especially in the desert conditions of Alabama. At present, world oil extraction from bituminous sands is about 8.4 million barrels a day. Thus, although the reserves of bituminous sands are huge, extraction of oil from them in the near future (according to current forecasts) will satisfy only a few percent from world needs.

Analysis of recent research results

Ukraine holds fourth place for oil reserves in Europe after Norway, Great Britain and the Netherlands. On its territory there are three oil and gas regions: Western (Lviv, Ivano-Frankivsk, Chernivetska, Zakarpatska regions), East (Poltava, Sumy, Kharkiv and Chernihiv regions) and Southern (Black Sea-Crimean) [1]. As of the end of the twentieth century, potential oil resources of Ukraine were estimated at 1.33 billion tons. Exploration of potential oil resources is 33%, and the degree of production of deposits - 21.6%. However, due to the high energy intensity of production, Ukraine, with its own extraction, supplies only 10-12% of oil [2].

Purpose of research

Therefore, for our country and for the entire world community, the replacement of petroleum fuels with biofuels is urgent. In Ukraine, for the needs of agriculture only about 1.9 million tons of diesel fuel is used annually.

Results of research

One of the substitutes for mineral diesel fuel can be dimethyl ether, which is obtained by processing natural gas and biomass.

Dimethyl ether is a simple ether, which is a colorless gas, chemically inert, with a characteristic smell, which is liquefied under low pressure (in the liquefied form, it

resembles water). When exposed to the atmosphere in a short period, it is completely decomposed into water and carbon dioxide, non-toxic, non-carcinogenic, non-mutagenic. Its usage as a fuel involves the processing of the power system (installation of gas-cylinder equipment, increasing the volume supply of fuel pump, adjusting the mixture, sealing of pipelines).

Dimethyl ether is well sprayed, which results in efficient combustion of fuel. It has a high cetane number (55-60), which reduces the period of ignition and improves combustion. Due to the high content of oxygen (up to 35%), dimethyl ether burns well, which causes a lower level of emissions of solids and nitrogen oxides. Since it contains virtually no sulfur, its oxide emissions are very low. It has good launch characteristics in the cold season. Cost of production of dimethyl ether does not exceed 2/3 of the cost of production of mineral diesel fuel [3].

At the same time, the essential disadvantage of dimethyl ether, which restrains its application, is the lower heat of combustion (24.8 MJ / kg versus 42.5 MJ / kg in mineral diesel fuel) and lower density, which leads to a significant increase in fuel consumption and decrease engine power. In addition, it has a low kinematic viscosity, which predisposes leakage. Bad lubricating properties of dimethyl ether reduce the inter-repair periods of engines. Since dimethyl ether is a strong solvent for most rubber products, there is a problem of seals. He is a weak drug, which makes the complex operation of cars charged with dimethyl ether in closed volumes (for example, tunnels). Also, dimethyl ether is fire hazard, because its flash temperature is -41°C and the mixture with air is explosive [3].

The cost of producing dimethyl ether from biomass is currently higher than the cost of obtaining it from natural gas, so for Ukraine this substitute for mineral diesel is not relevant.

At present, the development of engines that can work on dimethyl ether, are engaged in the KAMAZ, Volvo, Nissan, and Chinese company - Shanghai Automotive.

Another substitute for mineral diesel fuel, the raw material for which it is grown in large quantities in Ukraine, is vegetable oil. Even Rudolf Diesel planned that the engines of his design would work on pure vegetable oils, and his first engine, which a prominent designer demonstrated at the International Exhibition in Paris, worked on peanut butter. However, after the death of R. Diesel in 1913, the development of the construction of a diesel engine went towards the use of petroleum fuels. Therefore, despite the fact that the heat of combustion of vegetable oil significantly exceeds this index for dimethyl ether and is approaching the heat of combustion of mineral diesel fuel (37 MJ / kg), its use as a fuel in modern diesel engines will solve many significant problems.

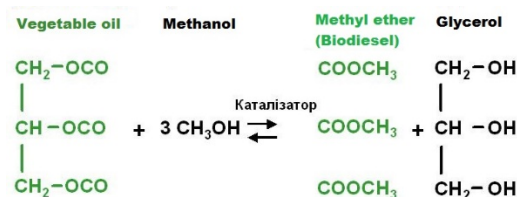
The oil has a high viscosity (more than 90 centistos at a temperature of -10 ° C, while mineral diesel is about 10) [3], which makes it difficult for it to move in the fuel equipment. However, when heating the oil, its viscosity decreases. At the same time, at high temperatures, vegetable oils are prone to polymerization. In other words, the use of vegetable oils as fuel for engines creates a closed circle. To have the necessary fluidity for such oil

requires high temperature, and at high temperature, the oil is inclined to form harmful deposits on the nozzles, which prevents the fuel supply to the engine cylinders, as well as pistons and piston rings, which leads to their destruction. Due to the high viscosity of vegetable oil when sprayed in the engine cylinder, coarse droplets are formed, resulting in its incomplete combustion, increased fuel consumption, and engine power decreases. To incomplete combustion also leads to high temperature of flare of vegetable oil (over 350°C, for mineral diesel - 60°C [3]). Cetane number of vegetable oils is low (for rapeseed oil it is 32-36, and for mineral diesel fuel - about 50 [4]), which causes different possibilities of their self-ignition. Vegetable oils pollute the lubricating oils and come into contact with them in a chemical reaction. As a result, a viscous, like a porridge, mass is formed, which can, at the next start, simply disable the engine. As a result, cars have to change oil every 20-25 thousand kilometers. In connection with the above, the direct use of vegetable oils for the propulsion of engines did not find wide practical application.

In some car workshops there is a refit of engines of cars that have already worked out their engine resource, for work on the processed vegetable oil by reducing its viscosity and more efficient filtration. Improvements in filtration are done by installing an additional filter. Reduce oil viscosity by heating it (passing through the exhaust gas drainage channel) or diluting with mineral diesel. This provides better mixing of oil with air and more complete combustion. But such engines also fail.

If it turns out that it is impossible to use oils effectively in existing engines, then it is necessary to modify either engines or fuel. Both paths are being developed by scientists from around the world. Especially because only in a specially designed engine is possible lower oil consumption compared with mineral diesel fuel. A number of European firms are developing multi-fuel engines working on vegetable oils. There were reports of the development by the American company "Oxypro" of the DFE (Diesel Fuel Extender), whose addition to a small amount of vegetable oil (1: 300) turns it into a complete fuel product for diesel engines [4].

Considerably greater use as a diesel biofuel has found the product of processing vegetable oils and animal fats - a complex of fatty acids, which are called biodiesel. It is obtained by the esterification reaction between fatty acids and alcohols in the presence of a catalyst. As a result, esters of fatty acids and glycerol (raw glycerin) are formed. If ethyl alcohol is used, ethyl ether is formed, in the case of methyl alcohol use methyl methylether. It is also possible to use isopropyl alcohol. As biodiesel production is complicated by ethanol and isopropanol technologies, at the present stage methanol technology is used:



According to density and viscosity, biodiesel is approaching mineral diesel fuel. The small amount of

sulfur in the exhaust (0,001% vs. 0,05% in mineral diesel fuel) does not degrade the lubricating properties of biodiesel. It is known that mineral diesel fuel in the removal of sulfur compounds from it loses its lubricating properties. Biodiesel is characterized by good lubricant performance. This is due to its chemical composition and the content of oxygen in it. In this case, the inter-repair lifetime of the engine increases by about 50%. Biodiesel has good indicators of self-ignition (its cetane number is 51, then in mineral diesel - about 45), which improves engine start. The high flash point (at least 110° C) makes it one of the most fire-fighting fuels. Biodiesel refers to environmental fuels. The amount of emissions of harmful compounds and solids during operation of the engine on biodiesel is reduced by 20-25%, carbon monoxide - by 10-12%, than when working on mineral diesel fuel. Biodiesel does not have an unpleasant benzene odor, and the exhaust of the machine running on it, smells of fried seeds. The carbon dioxide (which is the main greenhouse gas) in the exhaust is exactly as much as is consumed from the atmosphere by the same plants from which the oil is produced. At the same time, one hectare of rape can absorb up to 20 tons of carbon dioxide per season. Biodiesel, digesting the environment, is very quickly biodegradable. Compared with mineral fuels, one liter of which is capable of contaminating 1 million liters of drinking water and causing the death of aquatic flora and fauna, biodiesel does not harm plants or animals when it enters the water. In addition, it is subjected to almost complete biological decomposition: in soil or water, microorganisms for 21 days, 90% recycle biodiesel, within 28 days - by 99%, which suggests minimizing environmental pollution using biodiesel, which is not to say about fuel from oil [3].

However, the use of methyl esters in the form of fuel for diesel engines is associated with certain operational problems that arise as a result of the complexity caused by varying the quality of the esters due to various problems at the stages of obtaining raw materials, the implementation of production technology and storage. First of all, it's an increase in injection pressure of up to 25% when using pure methyl ether as a biofuel, which can negatively affect the reliability of the pumps, as well as somewhat accelerated formation of carbon on the nozzles.

Biodiesel is aggressive with respect to individual sealing materials, in particular rubber products, paints and varnishes, as well as certain non-ferrous metals (aluminum, zinc, copper and their alloys). In most cases, this phenomenon is due to imperfection or simplicity of the process of production of esters (insufficient removal of the catalyst, residues of methanol, lack of neutralization of oils, etc.). Biodiesel has insufficient resistance to low temperatures (below 7-10 ° C). In this case, the viscosity of vegetable fuels increases, in it wax crystals are formed, which block the gas pipes and filters inside the engine. Since methyl ether has the properties of a medium-sized solvent, its application causes the blurring of sediments in the fuel equipment, which results in the filling of fuel filters. In this case, it is necessary to follow the operating instructions for washing systems. By the heat of combustion, biodiesel fuel is inferior to mineral diesel (37.2 MJ / kg in biodiesel versus

42.5 MJ / kg in mineral diesel). Therefore, the power of the engine running on biodiesel is reduced by an average of 7%, and fuel consumption increases by about 5-8%. In addition, biodiesel has a lower oxidation resistance than diesel, which is especially important in the long-term storage of ethers in its pure form. Oxidation can increase the acid number and viscosity, as well as the formation of harmful compounds (resins) that can block fuel filters. Excessive acidity may be due to inconsistent qualitative characteristics of raw materials. Therefore, the esters should not be stored for more than 6 months, otherwise antioxidants should be added. The listed shortcomings are not practical in the application of methyl ether as an impurity to diesel fuel in the amount of 5 to 30% (according to recent studies by Estonian scientists - up to 50%) [4].

The main raw material for biodiesel production, which is grown in Ukraine, is rape. To a lesser extent, sunflower and soybean oil is used.

There are two types of rape in the culture: winter and spring. The biological yield of winter rape is about 40-45 c / ha. However, because of the low cold resistance of this crop (in cold, low snow winters, rape crops freeze during winter) and significant losses during harvesting (due to seeding of seeds), the average yield of winter rape in Ukraine is 10-12 centners per hectare. In Europe, this figure reaches 25 c / ha. The yield of spring rape does not exceed 6-10 centners per hectare. To reduce the losing of rape, it is recommended to harvest it at high humidity (at night and in the morning) with modern combines. The oil content of rapeseed is 40-45%. Since rapeseed oil is not needed to be waxed (unlike sunflower), it is used mainly for the production of biodiesel. Rapeseed oil can also be used in the food industry. However, rape seeds, like all crosses, contain a significant amount of erucic acid, which adversely affects the cardiovascular system, as well as glucosides that disturb digestion. The oil of these varieties of rape is suitable for the production of biodiesel, but unsuitable for food purposes, and rape oilcake can not be used as a feed for animals. Recently, new low-glucosid varieties of rapeseed (so-called "00" varieties) have appeared, which, however, have a lower 2-3% oil content compared to traditional varieties [5]. Canola is a rape variety – it is genetically modified rape, from which oil with low content of erucic acid is produced. In the Ukrainian language, this word came from English, where it was formed from the first letters of the following phrase: CANADA Oil-Low Acid, or CANOLA [4], [6].

It is estimated that for a complete replacement in the agro-industrial sector of Ukraine of mineral diesel fuel for biodiesel at a sufficiently low yield of rapeseed, it is sufficient to use 10% of arable land for the growing of oilseeds. Considering that it is desirable to use biodiesel in a mixture with mineral diesel fuel, as well as increasing the yield of rape due to adherence to agrotechnology in its cultivation and application of the latest technology in harvesting, these areas will actually decrease in 2-3 times. If we take into account how many fields annually remain untreated in Ukraine we can solve the problem with light oil products. In addition, improve the feed base for livestock through the use of oilcakes. However, the problem is that rape in our country is grown not for processing energy, but for the sale of seeds abroad. Prices

for rape seeds for domestic producers are quite high today, which is a consequence of the interest of foreign producers of biodiesel in obtaining relatively cheap raw materials from Ukraine.

Sunflower is the second most important crop for biodiesel production and the first active area in Ukraine. It has a yield of up to 35 centners per hectare, seed oil content of up to 52-54% [7]. Heavily depletes the soil. It has a significant amount of proteins, making sunflower oilcake a good feed for animals. This is also contributed to the fact that, unlike most oilseeds, sunflower does not contain substances harmful to health. The presence of waxes in sunflower seeds worsens the quality of the oil used to make biodiesel. Therefore, sunflower oil needs to be further cleaned, which leads to an increase in the cost of biodiesel. In addition, the average yield of sunflower seeds in the last ten years has decreased by 1.5 times. The main reason for reducing yields is the violation of the requirements of the culture of agriculture. For Ukraine, the optimal area of crops under sunflower is established - 2.5 million hectares, but in fact in recent years the area of crops is 3-4 million hectares, which naturally, as in the case of rape, causes great damage to soil fertility [4].

Perspective cold-resistant oil crops are also ripe, oilseed raisins, and ferocious. Safflower is not demanding on soil, drought-tolerant, can be grown on salt marshes. Has a prospect of cultivation in the southern arid regions of Ukraine.

However, trends in biodiesel production in Europe are beginning to change gradually, which will surely be reflected in Ukraine. The European deputies intend to limit the role of the first generation biofuels (including biodiesel from vegetable oils) in favor of wind, solar and hydrogen energy and second generation biofuels, in connection with the growing food crisis in the world and significant energy costs in their production. After all, the area of agricultural land occupied by energy crops, quite significant. Rape alone in some European countries accounts for up to 20% of land suitable for cultivation. The first generation biofuel production currently amounts to 15 million tonnes per year [8].

Experts from the consulting company Oil World (Hamburg) predict biodiesel producers to reduce the availability of vegetable oils due to rising prices for it. In addition to the negative trends in the world oil markets, troubles for the producers of the Old World raised the European Commission, which increased the tax on biodiesel from 0.09 to 0.15 euros / liter. [3]. Thus, deprived tax "umbrella" of first generation biofuels has lost its attractiveness for the consumer, as well as for potential investors.

The European Parliament is concerned about the high prices of first-generation biofuels. At present, its production is 3% in the fuel balance of the European Union. Euphorparent now speaks for a more active introduction of second-generation biofuels, which includes biodiesel from waste vegetable oil and algae, since the processing of vegetable oil used in the food industry into biodiesel does not affect the production of food products and solves the problem of its utilization. The most promising source of raw materials for biodiesel production today is algae, which breeds extremely fast, doubling its weight in one day. Some types of algae

(mainly *Nannochloris* and *Nannochloropsis*) are ideal for biodiesel production due to the high content of lipids (over 50%) and very fast growth rates. They can produce fifteen times more oil per unit area than other oil-bearing plants such as corn or soy. According to estimates from the US Department of Energy, and Green Star Products, one acre (about 0.4 hectares) of land can get 255 liters of soybean oil, 630 liters of canola oil, 2,400 liters of palm oil and 45,000 liters of oil from algae [5].

Conclusions

1. Given the exhaustiveness of mineral resources, due to this rise in prices and environmental problems when using them, the urgent need is the gradual replacement of mineral fuels with biofuels.

2. Biofuels for diesel engines can be dimethyl ether, vegetable oil and methyl ether. With the use of dimethyl ether, the engine power is significantly reduced. Vegetable oil by its physical properties significantly differs from mineral diesel, therefore its application on the non-adapted diesel engine can lead to its failure. Today, the most suitable biofuels for Ukraine, which can both replace physical and energy indicators with mineral diesel, are methyl ether, or biodiesel.

3. The cultivation of rape seeds and large volumes for export leads to a decrease in soil fertility, livelihoods of oilcake are lost, and the state's energy independence is not improving.

4. World trends in the development of biodiesel production indicate a change in the priorities in the raw material base of oil suitable for food production, to the oil produced from algae and waste vegetable oil.

References

1. Polishchuk, V. M. (2017). The current state of the world's main and domestic fossil fuel and energy resources. Scientific herald of the National University of Bioresources and Nature Management of Ukraine, 275, 252-270.
2. Polishchuk, V. M., Tarasenko, S. E., Polishchuk, O. V. (2012). Analogues of diesel fuel from fossil raw materials. Scientific herald of the National University of Bioresources and Nature Management of Ukraine, 174, 141-144.
3. Melnichuk, M. D., Dubrovin, V. O., Mironenko, V. G., Grigoryuk, I. P., Polishchuk, V. M. et al. (2012). Alternative energetics. Kiev, Ukraine: Agrar Media Group, 244.
4. Polishchuk, V. Dubrovin, V., Polishchuk, O. (2012). Alternative diesel fuels. MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. 14(3), 20-32.
5. Dubrovin, V. O., Polishchuk, V. M., Grin'ko, P. V., Burilko, A. V., Dragnev, S. V., Kazak, N. I. et al. (2014). Ways of increasing the efficiency of production of diesel biofuel with specified quality indices: recommendations for agro-industrial enterprises of Ukraine. Kiev, Ukraine: NUBiP Publishing House of Ukraine, 100.
6. Polishchuk, V. N. (2016). Review of technologies and technical equipment for biodiesel production. 3(2),

90-93.

7. Dubrovin, V. O., Mironenko, V. G., Polishchuk, V. M. (2012). Diesel fuels from renewable resources. Scientific herald of the National University of Bioresources and Nature Management of Ukraine, 174(2), 32-35.

8. Polishchuk, V. N., Lysenko, N. M. (2016). Diesel Biofuels. Scientific Vision in the Future. 4(2), 56-59.

Список літератури

1. Polishchuk V. M. The current state of the world's main and domestic fossil fuel and energy resources. Scientific herald of the National University of Bioresources and Nature Management of Ukraine, 2017. 275, 252-270.

2. Polishchuk V. M., Tarasenko S. E., Polishchuk O. V. Analogues of diesel fuel from fossil raw materials. Scientific herald of the National University of Bioresources and Nature Management of Ukraine, 2012. 174, 141-144.

3. Melnichuk M. D., Dubrovin V. O., Mironenko V. G., Grigoryuk I. P., Polishchuk V. M. et al. Alternative energetics. Kiev, Ukraine: Agrar Media Group, 2012. 244.

4. Polishchuk V. Dubrovin V., Polishchuk O. Alternative diesel fuels. MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. 2012. 14(3), 20-32.

5. Dubrovin V. O., Polishchuk V. M., Grin'ko P. V., Burilko A. V., Dragnev S. V., Kazak N. I. et al. Ways of increasing the efficiency of production of diesel biofuel with specified quality indices: recommendations for agro-industrial enterprises of Ukraine. Kiev, Ukraine: NUBiP Publishing House of Ukraine, 2014. 100.

6. Polishchuk V. N. Review of technologies and technical equipment for biodiesel production. 2016. 3(2), 90-93.

7. Dubrovin V. O., Mironenko V. G., Polishchuk V. M. Diesel fuels from renewable resources. Scientific herald of the National University of Bioresources and Nature Management of Ukraine, 2012. 174(2), 32-35.

8. Polishchuk V. N., Lysenko N. M. Diesel Biofuels. Scientific Vision in the Future. 2016. 4(2), 56-59.

ЗАСТОСУВАННЯ ДИЗЕЛЬНОГО БІОПАЛИВА В НАЦІОНАЛЬНІЙ ЕКОНОМІЦІ

В. М. Поліщук, С. М. Голопура, В. Р. Белецький, Г. Р. Стіранкевич

Анотація. Запаси викопного палива будуть вичерпані. Розвідані запаси нафти з традиційних видобуток в світі буде тривати 40-50 років видобутку. Ще приблизно стільки ж запасів нафти, яка видобувається зі сланцевих пластів і бітумінозні піски. В Україні власного виробництва припадає на нафту лише 20% своїх потреб. Тому необхідно знайти нові джерела енергії, які могли б замінити нафту паливом. Ці ресурси включають біопаливо, яке також може використовуватися для живлення дизельних двигунів. У статті аналізується дизельне біопаливо, яке зможе замінити дизельне паливо нафтове: диметилловий ефір, рослинного масла і біодизельного палива. Було встановлено, що диметилловий ефір має

низьку теплоту згорання, в результаті значне зниження потужності двигуна. Рослинна олія за своїми властивостями істотно відрізняється від дизельного біопалива. Так, він має набагато більш високу в'язкість, що призводить до утворення більш великих крапель, що горять значно гірше. А з-за того, що під час зйомки, воно полімеризується, утворюючи стійку плівку, яка покриває сопла, через які йде розпилення палива в двигуні, то останній може зламатися. Тому, сьогодні, найбільш підходящі біопалива для України, який може замінити фізичні та енергетичні показники з мінеральним дизельним, - це метилловий ефір, або біодизель.

Ключові слова: біопаливо, біодизельне паливо, метилловий ефір, диметилловий ефір, рослинна олія.

ПРИМЕНЕНИЕ ДИЗЕЛЬНОГО БИОТОПЛИВА В НАЦИОНАЛЬНОЙ ЭКОНОМИКЕ

В. Н. Полищук, С. М. Голопура, В. Р. Белецкий, Г. Р. Стиранкевич

Аннотация. Запасы ископаемого топлива будут исчерпаны. Разведанные запасы нефти из традиционных добыча в мире будет длиться 40-50 лет добычи. Еще примерно столько же запасов нефти, которая добывается из сланцевых пластов и битуминозные пески. В Украине собственного производства приходится на нефть только 20% своих потребностей. Поэтому необходимо найти новые источники энергии, которые могли бы заменить нефть топливом. Эти ресурсы включают биотопливо, которое также может использоваться для питания дизельных двигателей. В статье анализируется дизельное биотопливо, которое сможет заменить нефтяное дизельное топливо: диметилловый эфир, растительного масла и биодизельного топлива. Было установлено, что диметилловый эфир имеет низкую теплоту сгорания, в результате значительное снижение мощности двигателя. Растительное масло по своим свойствам существенно отличается от дизельного биотоплива. Да, он имеет гораздо более высокую вязкость, что приводит к образованию более крупных капель, которые горят значительно хуже. А из-за того, что во время съемки, оно полимеризуется, образуя устойчивую пленку, которая покрывает сопла, через которые идет распыление топлива в двигателе, то последний может сломаться. Поэтому, сегодня, наиболее подходящие биотоплива для Украины, который может как заменить физические и энергетические показатели с минеральным дизельным, это метилловый эфир, или биодизель.

Ключевые слова: биотопливо, биодизельное топливо, метилловый эфир, диметилловый эфир, растительное масло.

УДК 519.87:62-82:621.822.72:621.22

ВПЛИВ ТЕМПЕРАТУРИ РОБОЧОЇ РІДИНИ НА СТАТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕГУЛЬОВАНИХ АКСІАЛЬНИХ РОТОРНОПОРШНЕВИХ НАСОСІВ ТИПУ PVC1

В. П. Закревський

Вінницький національний аграрний університет, Україна.

Кореспонденція автора: mosgv@ukr.net.

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

Бібл. 9, рис. 3, табл. 1.

Анотація. На основі аналізу сучасного стану розроблення та виробництва регульованих аксіальних роторнопоршневих насосів з'ясовано основні тенденції розвитку даного напрямку гідромашинобудування. Виявлено зацікавленість споживачів до розширення температурного діапазону роботи даних насосів в бік підвищення максимальних температур. Методами математичного моделювання проведено дослідження статичних характеристик, які є одним з основних показників якості технічних характеристик регульованих аксіальних роторнопоршневих насосів. Показано, що при установлених нормах точності на деталі системи керування подачею насоса при значеннях тиску на виході насоса, близьких до номінальних, при підвищенні температури робочої рідини і відповідного зниження її в'язкості витрати робочої рідини на витікання суттєво збільшуються, що призводить до зниження об'ємного ККД, особливо у насосах малих типорозмірів. Рекомендовано проведення заходів по стабілізації зазорів в парах золотників та гідроциліндра керування.

Ключові слова: регульований аксіальний роторнопоршневий насос, статичні характеристики, об'ємні втрати, температура робочої рідини, в'язкість.

Постановка проблеми

У зв'язку із активним розвитком агропромислового комплексу України постає необхідність підвищення технологічності, якості та надійності сільськогосподарських мобільних машин.

Аналіз останніх досліджень

До головних напрямів розвитку конструкцій самохідних машин сільськогосподарського призначення належить підвищення рівня гідрофікації приводів робочих органів. Враховуючи сучасні тенденції щодо підвищення потужності, робочих швидкостей, максимальних тисків, економічності та енергетичної ефективності цих систем необхідним є використання новітніх зразків гідроприводів, таких як LUDV та LS-гідросистеми [1, 2].

Використання гідроприводів даного типу вимагає використання гідравлічного обладнання, яке забезпечує подачу робочої рідини до приводів робочих органів відповідно до їх потреб, які можуть суттєво відрізнятися по витраті, тиску, що відповідає їх функціональному призначенню [2]. В даних умовах найбільшого впровадження набуває застосування регульованих аксіальних роторнопоршневих насосів, які мають вищий рівень номінального тиску, значний діапазон регулювання подачі робочої рідини, що в значно більшій степені задовольняє потреби сучасних сільськогосподарських машин, ніж інші типи насосів, які звичайно використовуються в складі гідроприводів робочих органів мобільних технологічних машин [3-5].

Якісна та безвідмовна робота систем гідроприводів самохідних машин залежить від різноманітних факторів, великого значення в цьому сенсі має дотримання правил та рекомендацій щодо їх експлуатації. Варто зазначити, що самохідні сільськогосподарські машини характеризуються важкими умовами експлуатації, як наслідок, важких режимів роботи зазнають і системи гідроприводів. У числі чинників, що характеризують важкі умови роботи систем гідроприводів є температура оточуючого середовища, що може призводити до значного перегріву робочої рідини, температура якої може підвищуватись до 100 °C. Природньо це призводить до зменшення її в'язкості, що в свою чергу суттєво впливає на якість роботи гідравлічних систем [7, 8].

Умовами якісної роботи елементів гідроприводів вимагається забезпечення [1]:

- рекомендованого діапазону робочого тиску (значень мінімального та максимального тисків на вході і виході насоса відповідно, номінального і максимального тисків з врахуванням допустимої тривалості, швидкості зміни тиску);
- дотримання рекомендацій щодо вибору типу робочої рідини, її чистоти та об'єму;
- допустимих осьових і радіальних навантажень на приводний вал гідромашин, номінальних і максимальних значень частоти його обертання;
- допустимого діапазону зміни в'язкості робочої рідини;

- заданого вимогами до якості роботи гідропривода в складі технологічної машини рівня статичних і динамічних характеристик.

Технічними умовами на регульовані аксіальні роторнопоршневі насоси передбачено, що статичні характеристики залежності подачі насоса від зміни тиску на його виході не повинні відхилятися від установленого значення на $\pm 4\%$ [1]. При наявності тенденцій до підвищення рівня максимальних температур робочої рідини виникає необхідність оцінки впливу максимальних температур на якість статичних характеристик регульованих аксіальних роторнопоршневих насосів.

Мета дослідження полягає у розробленні методики розрахунку статичних характеристик із врахуванням впливу температури робочої рідини на роботу регульованого аксіального роторнопоршневого насоса та оцінки впливу його параметрів на показники їх якості.

Якість роботи гідравлічних приводів різноманітного призначення суттєво залежить від характеристик робочої рідини, в тому числі від індексу в'язкості. Зниження в'язкості нижче раціональної зумовлює збільшення витоків та погіршення мастильних властивостей, зменшення об'ємного та механічного ККД [1, 7, 8].

Вибір в'язкості рідини залежить від типу насоса та робочого тиску гідропривода [6]. Найбільш чутливі до зміни в'язкості шестеренні та пластинчаті гідромашини. Для шестеренних машин має місце обмеження мінімальних значень в'язкості робочої рідини, що суттєво зменшують об'ємний ККД при в'язкості рідини менше ніж 15 cSt [7].

Поршневі насоси стабільно працюють на робочих рідинах з дуже малою в'язкістю, яка відповідає емульсіям, що застосовуються в гідравлічних кріпленнях. Ці насоси мають найбільший ККД і при роботі на рідинах з великою в'язкістю. З підвищенням тиску оптимум в'язкості зміщується в бік більш високих величин.

В цілому для об'ємних гідроприводів мінімальне припустиме значення в'язкості становить $5\text{--}15 \text{ cSt}$, оптимальне – $12\text{--}60 \text{ cSt}$ і максимальне – не більше $1600\text{--}2000 \text{ cSt}$. Слід підкреслити, що в останні роки на західноєвропейському ринку з'являються гідромашини, що здатні працювати при підвищених значеннях температури робочої рідини (до $100\text{--}135^\circ\text{C}$). Такі результати є унікальними і отримані в результаті великого обсягу теоретичних та практичних дослідів [8].

Аналіз сучасного стану виробництва насосного обладнання, серед якого найбільш значні темпи росту належать виробництву роторнопоршневих гідромашин, свідчить про необхідність розвитку подальших наукових досліджень, спрямованих на удосконалення їх технічних характеристик, в тому числі шляхом розширення температурного діапазона їх роботи.

В насосах виробництва Rexroth Bosch (Німеччина) оптимальний робочий діапазон в'язкості робочої рідини становить $13\text{--}36 \text{ cSt}$. Мінімальне допустиме значення в'язкості для тривалої роботи – 10 cSt , максимальне – 400 cSt [3]. За

рекомендаціями виробника вибір гідравлічної рідини повинен проводитися таким чином, щоб в діапазоні робочих температур величина в'язкості рідини перебувала в оптимальному діапазоні.

В насосах Series 45 виконання L, K, J, F, E фірми Danfoss (Данія) передбачено максимальну допустиму тривалу температуру роботи 82°C , мінімальну температуру для прогріву -40°C , а також короткочасне значення температури в 104°C . Значення в'язкості робочої рідини може становити $6,4 \text{ cSt}$ при короткочасній роботі, а мінімальне допустиме значення в'язкості може становити 9 cSt для тривалої роботи насосного агрегата. Для насосів виконання K2 передбачені підвищені значення температурного діапазону роботи (-40°C – для прогріву, 104°C – максимальна допустима температура роботи, 115°C – максимальна короткочасна температура) за рахунок кращих властивостей матеріалу похилого диска [4].

Технічними рекомендаціями для насосів фірми Parker Hannifin (США) встановлено, що нормальна робоча в'язкість становить $16\text{--}100 \text{ cSt}$, оптимальний діапазон в'язкості – $20\text{--}40 \text{ cSt}$ [5]. Виробник рекомендує приділити особливу увагу правильному вибору значення в'язкості і оптимального в'язкісно-температурного індексу по таким критеріям [6]:

- принцип дії гідравлічних насосів і моторів гідросистеми;
- номінальні значення і допустимі діапазони тиску і температури;
- температура навколишнього середовища;
- довжина трубопроводу.

Мета досліджень

Таким чином, сучасний стан досліджень та виробництва свідчить про виражені тенденції подальшого розширення температурного діапазона, що передбачає також збільшення тривалості роботи при підвищених температурах. В зв'язку із цим залишаються актуальні дослідження гідромашин, в тому числі набуваючи все більшого поширення в гідравлічних приводах сільськогосподарських машин аксіальних роторнопоршневих насосів, які мають за мету забезпечення заданого рівня технічних характеристик при роботі при підвищених температурах робочої рідини.

Результати досліджень

В даний момент на підприємстві ПрАТ «Гідросила АПМ» (Україна) налагоджено виробництво регульованих аксіальних роторнопоршневих насосів типу PVC1. Насоси даного типу отримали найбільшого поширення у LS-гідроприводах самохідних машин різноманітного технологічного призначення [9]. Конструкцію насоса даного типу з робочим об'ємом 85 см^3 показано на рис. 1.

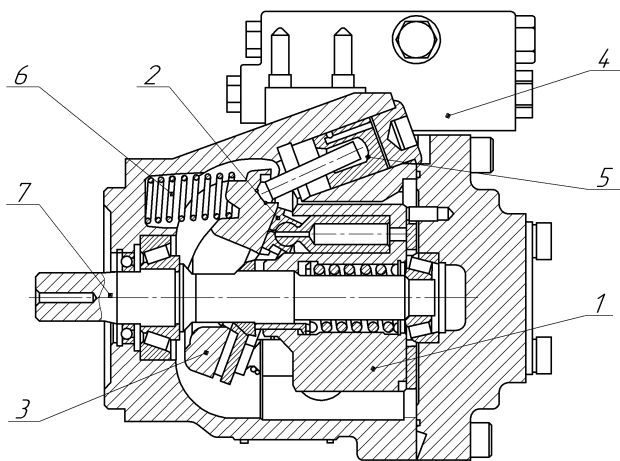


Рис. 1. Конструктивна схема регульованого аксіального роторнопоршневого насоса типу PVC1.85: 1 – блок циліндрів, 2 – поршень, 3 – похилий диск, 4 – LS-регулятор типу PVN, 5 – гідроциліндр керування, 6 – пружина віджиму люльки, 7 – приводний вал, 8 – п'ята.

Регульований аксіальний роторнопоршневий насос має дві основні складові: власне насос, до складу якого входить блок циліндрів 1, поршні блока циліндрів, похилий диск 3, приводний вал 7, а також LS-регулятор 4, який включає керуючий та відсічний золотники, гідроциліндр 5 керування нахилом похилого диска та пружину піджиму похилого диска. Особливістю насосів даного типу є установка похилого диска в корпусі насоса, виконана із зсуванням осі його повороту відносно осі обертання блока циліндрів. Цей конструктивний захід призначений до використання сили дії поршнів блока циліндрів на похилий диск для повернення його у положення максимальної подачі робочої рідини.

В насосах даного типу виробником рекомендовано використовувати масло марки МГЕ-46В. Оскільки для забезпечення ефективності і довговічності роботи насоса слід дотримуватись в'язкості масла в рекомендованому діапазоні, були проведені експериментальні дослідження щодо визначення кінематичної в'язкості робочої рідини при різних її температурах, результати яких наведені у таблиці 1.

Таблиця 1. Експериментальні залежності коефіцієнта в'язкості ν робочої рідини МГЕ-46В від її температури.

t, °C	ν , cSt
40	44,4
50	29,0
60	19,3
70	13,8
80	11,2
90	8,0
100	6,8

За допомогою розробленої математичної моделі

[9] аксіального роторнопоршневого насоса типу PVC1 виконано аналіз його роботи і визначені можливі втрати робочої рідини, що мають місце при роботі насоса в різних температурних режимах. На рис. 2 показано залежність витоків рідини з робочих порожнин насоса PVC1.85 від в'язкості робочої рідини та зазорів δ_3 у з'єднаннях рухомих пар деталей. Найбільша площа поперечного перерізу зазора, через який робоча рідина перетікає з лінії нагнітання у корпус насоса, має місце у гідроциліндрі 5 (рис. 1). Тому при розрахунках втрат рідини враховувалася величина саме цього зазору.

Статичні характеристики, які показано на рис. 3, розраховані для насоса PVC1.85 в складі LS-гідропривода при наступних параметрах:

$$\begin{aligned} \delta &= 0,01 \text{ мм}, \delta_3 = 0,04 \text{ мм}, \mu = 0,62, \rho = 850 \text{ кг/м}^3, \\ d_{от} &= 5 \text{ мм}, \\ S_p &= 4,8 \text{ см}^2, k_1 = 0,035, l_2 = l_4 = 1,4 \text{ мм}, \\ x_{10} = x_{20} &= 1,4 \text{ мм}, \\ V_{nom} &= 85 \text{ см}^3, n = 1500 \text{ об/хв}, l_1 = l_3 = 1,47 \text{ мм}, \\ K &= 0,6 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{Н}, \\ W_N &= 150 \text{ см}^3, W_1 = 2 \text{ см}^3, W_2 = 0,6 \text{ см}^3, \\ W_3 &= 40 \text{ см}^3, W_4 = 2 \text{ см}^3, \\ \sigma_N &= 2 \cdot 10^{-12} \text{ м}^5/\text{Н} \cdot \text{с}, \sigma_{vyt2} = 2 \cdot 10^{-12} \text{ м}^5/\text{Н} \cdot \text{с}, d_{zol} = 7 \text{ мм}, \\ \sigma_{vyt,p} &= 2 \cdot 10^{-12} \text{ м}^5/\text{Н} \cdot \text{с}, S_{Z1} = S_{Z2} = 38,4 \text{ мм}^2, \\ C_1 &= 27,5 \text{ Н/мм}, \\ C_2 &= 102,5 \text{ Н/мм}, C_3 = 21,5 \text{ Н/мм}, C_{pr} = 7,7 \text{ Н/мм}, \\ r_1 &= 56,9 \text{ мм}, \\ m_{Z1} = m_{Z2} &= 8 \text{ г}, m_p = 84 \text{ г}, I = 13,618 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \\ \beta_1 &= 3 \text{ Н} \cdot \text{с/м}, \\ \beta_2 &= 3 \text{ Н} \cdot \text{с/м}, \beta_{s,p} = 3 \text{ Н} \cdot \text{с/м}, \beta_3 = 10 \text{ Н} \cdot \text{с/м}. \end{aligned}$$

В результаті аналізу отриманих результатів можна стверджувати, що найменші витікання на рівні 0,1 л/хв слід очікувати при дотриманні зазору у гідроциліндрі керування на рівні 0,02 мм та температурі робочої рідини не вище 50 °C. При використанні гідроциліндра керування із зазором між поршнем і циліндром на рівні 0,04 мм, що допускається технічними умовами на виготовлення деталей гідроциліндра керування, при температурі 90 °C втрати робочої рідини через витіки зростають до 1,3 л/хв, що становить 1,5 % від номінальної витрати насоса PVC1.85. При умові необхідності забезпечення величини об'ємного ККД на рівні $\eta_0 = 0,97-0,98$ [7] це може зашкодити досягненню заданого результату.

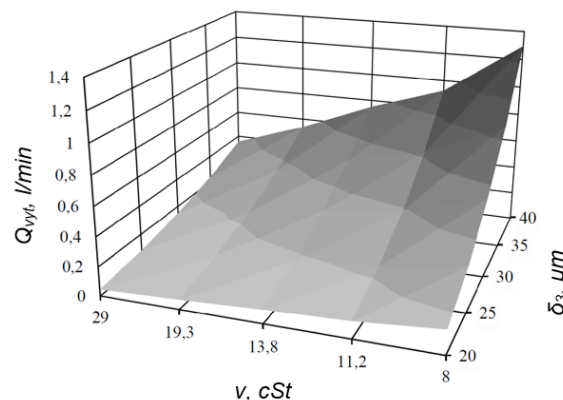


Рис. 2. Втрати робочої рідини Q_{vyt} на злив насоса типу PVC1.85 залежно від її в'язкості ν та зазору δ_3 у гідроциліндрі керування.

Також слід зазначити, що усі насоси серії *PVC1* шести типорозмірів комплектуються однотипними *LS*-регуляторами типу *PVN45*, які незначно відрізняються діаметральними розмірами поршня гідроциліндра керування. Тому слід очікувати, що для насоса типу *PVC1.18*, який має робочий об'єм 18 см^3 та номінальну витрату 45 л/хв , аналогічні витрати робочої рідини можуть досягати $3,4 \%$ від номінальної подачі насоса. Результатом цього може бути значне падіння об'ємного ККД у насосів *PVC1.18* та *PVC1.25*.

Отриманий результат свідчить про необхідність впровадження заходів по стабілізації зазора у з'єднанні поршня та гідроциліндра керування на рівні $0,02 \text{ мм}$. Для забезпечення даного заходу очевидно є необхідність відмови від використання повної взаємозамінності та переходу до селективного складання пар гідроциліндра, або використовувати індивідуальне припасовування деталей гідроциліндра керування.

Статична характеристика насосів типу *PVC1*, яка визначає залежність подачі насоса від тиску на вході гідродвигуна привода робочого органа машини, також є визначальною з точки зору якості їх технічних характеристик. В даний час вимагається, щоб відхилення величини подачі насоса при зміні тиску на його виході від початкового значення до номінального значення не перевищувала $\pm 4 \%$ від номінального значення. На рис. 3 показано статичні характеристики насоса *PVC1.85*, розраховані при різних температурах робочої рідини: при температурі 50°C (в'язкість масла МГЕ-46В $\nu = 29 \text{ сСт}$) та при температурі 90°C (в'язкість $\nu = 8 \text{ сСт}$). Прийняте початкове значення тиску p_{LS} відповідає перепаду тиску на *LS*-дроселі в 20 бар при відсутності навантаження на виконавчому гідродвигуні. При подальшому зростанні тиску p_{LS} , викликаному збільшенням навантаження на виконавчому гідродвигуні, зростає тиск на виході насос, який згідно принципу дії даного насоса має на 20 бар перевищувати тиск p_{LS} .

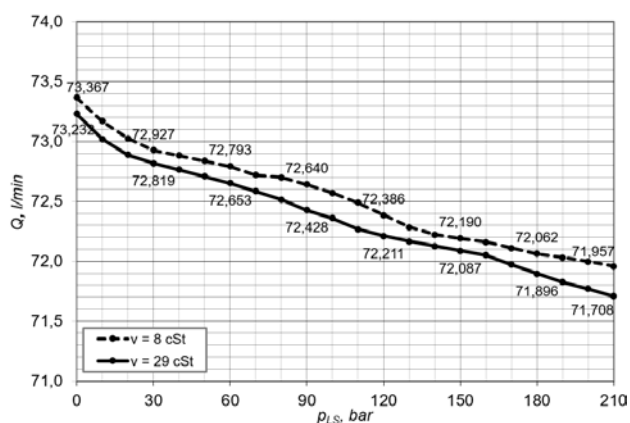


Рис. 3. Статичні характеристики насоса *PVC1.85* залежності подачі робочої рідини Q від тиску p_{LS} на вході виконавчого гідродвигуна.

Дані статичні характеристики показали близьку за характером зміну подачі робочої рідини насосом в залежності від зміни навантаження виконавчого

гідродвигуна, яке визначається тиском p_{LS} та відповідного йому тискові на виході насоса. Розбіжності між статичними характеристиками, отриманими при значеннях в'язкості робочої рідини 8 сСт та 29 сСт , не перевищує $0,5 \%$. Причому при в'язкості робочої рідини $\nu = 8 \text{ сСт}$ насос *PVC1.85* при умові, що зазори у золотникових парах *LS*-регулятора дорівнюють $0,01 \text{ мм}$, подача насоса є більшою на $0,25 \text{ л/хв}$ ніж при в'язкості робочої рідини ν , що можливо пояснюється особливостями конструкції механізму керування подачею даного насоса. Необхідно зауважити, що характеристики мають практично лінійний характер із незначною розбіжністю у нахилі. Із збільшенням навантаження на виконавчому гідродвигуні зростає тиск p_{LS} , що викликає відповідне зменшення подачі насоса на величину $1,5 \text{ л/хв}$, що співпадає з аналізом втрат на витікання, результати якого наведено вище. В роботі [9] показано, що зростання витоків у системі керування, які можуть бути викликані як зміною величини зазорів, так і зміною температури робочої рідини, призводить до зменшення перепада тиску на *LS*-дроселі, який встановлюється на вході виконавчого гідродвигуна, що призводить до зменшення подачі насоса через зміну тиску у порожнині *LS*-регулятора, пов'язаної із системою керування подачею насоса.

Висновки

1. Аналіз науково-технічної інформації свідчить про значні досягнення провідних виробників обладнання різноманітного призначення в напрямку підвищення рівня технічних характеристик – номінального тиску, номінальної швидкості, температурного діапазону експлуатації гідравлічних приводів.

2. Зазначені тенденції підвищують вимоги до рівня технічних характеристик регульованих аксіальних роторнопоршневих насосів, які на даний час активно застосовуються у гідросистемах мобільних технологічних машин у якості насосних агрегатів *LS*-гідроприводів.

3. Відповідно до тенденцій підвищення діапазона температури робочої рідини виникає проблема негативного впливу зменшення в'язкості робочої рідини на об'ємний ККД насоса. Результати аналізу математичної моделі даного насоса, яку апробовано на підприємстві ПрАТ «Гідросила АПМ», свідчать про необхідність зміни технологічних підходів до стабілізації об'ємних втрат при роботі насоса шляхом зменшення зазорів в рухомих парах гідроагрегатів. Особливу увагу при цьому необхідно приділяти забезпеченню зазора в з'єднанні поршня та корпусу гідроциліндра керування на рівні $0,02 \text{ мм}$.

Список літератури

1. Андренко П. Н., Лурье З. Я. Направления развития объемного гидропривода. Промислова гідравліка і пневматика. 2016. №2(52). С. 3–14.

2. *Галухин, Н. А.* Исследование влияния насыщения потока насоса на к.п.д. flow sharing гидропривода. Промислова гідравліка і пневматика. 2014. №1(43). С. 55–63.

3. Axial piston variable pump A10VO series 31 [Електронний ресурс] // Bosch Rexroth AG. 2016. URL: <https://www.boschrexroth.com/en/xc/products/product-groups/mobile-hydraulics/pumps/axial-piston-pumps/variable-pumps-open-circuit/a10vo-31>.

4. Technical Information Series 45 Axial Piston Open Circuit Pumps [Електронний ресурс]. Danfoss. 2018. URL: <https://assets.danfoss.com/documents/DOC263855355167/DOC263855355167.pdf>.

5. Axial Piston Pumps Series PVplus Variable Displacement [Електронний ресурс]. Parker Hannifin. 2015. URL: http://www.parker.com/Literature/PMDE/Catalogs/Piston_Pumps/PV+/MSG30-3245_UK.pdf.

6. Рабочие жидкости для аксиальнопоршневых насосов Parker серии PV [Електронний ресурс]. Parker Hannifin. 2012. URL: http://www.parkerhannifin.ru/upload/iblock/482/hyd-fluids_rus.pdf.

7. *Башта Т. М., Зайченко И. З., Ермаков В. В., Хаймович Е. М.* Объемные гидравлические приводы. Москва. Машиностроение, 1968. 628 с.

8. *Аврунин Г. А., Пимонов И. Г., Мороз И. И.* Регулирование температуры рабочей жидкости в объемных гидроприводах мобильных машин. Промислова гідравліка і пневматика. 2016. №1. С. 11–20.

9. *Иванов М. И., Переяславский О. М., Шаргородский С. А.* Статичні характеристики насосів типу PVC1. Промислова гідравліка і пневматика. 2018. №1(59). С. 79–92.

References

1. *Andrienko, P. N., Lurie, S. Y.* (2016). Directions of development of the hydraulic volume. Industrial hydraulics and Pneumatics. No 2(52). 3-14.

2. *Galuhin, N. A.* (2014). Study of the effect of saturation flow pump efficiency flow sharing hydraulic drive. Industrial hydraulics and Pneumatics. No. 1(43). 55-63.

3. Axial piston variable pump A10VO series 31 [Electronic resource] // Bosch Rexroth AG. 2016. URL: <https://www.boschrexroth.com/en/xc/products/product-groups/mobile-hydraulics/pumps/axial-piston-pumps/variable-pumps-open circuit/a10vo-31>.

4. Technical Information Series 45 Axial Piston Open Circuit Pumps [Electronic resource]. Danfoss. 2018. URL: <https://assets.danfoss.com/documents/DOC263855355167/DOC263855355167.pdf>.

5. Axial Piston Pumps Series PVplus Variable Displacement [Electronic resource]. (2015). Parker Hannifin. http://www.parker.com/Literature/PMDE/Catalogs/Piston_Pumps/PV+/MSG30-3245_UK.pdf.

6. Working fluids for Parker axial piston pumps series PV [Electronic resource]. (2012). Parker Hannifin. URL: http://www.parkerhannifin.ru/upload/iblock/482/hyd-fluids_rus.pdf.

7. *Bashta, T. M., Zaichenko, S. S., Ermakov, V. V., Khaimovich, E. M.* (1968). Volumetric hydraulic actuators. Moscow. Mechanical engineering, 628.

8. *Avrunin, G. A., Pimonov, S. G., Moroz, I. S.* (2016). The temperature of the working fluid in the volume Gidroprived mobile machines. Industrial hydraulics and Pneumatics. No 1. 11-20.

9. *Ivanov, M. I., Pereyaslavskaya, E. M. Shargorodsky, S. A.* (2018). Static characteristics the pumps type PVC1. Industrial hydraulics and Pneumatics. No. 1(59). 79-92.

ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ НА СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕГУЛИРУЕМЫХ АКСИАЛЬНЫХ РОТОРНОПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ ТИПА PVC1

В. П. Закревский

Аннотация. На основе анализа современного состояния разработки и производства регулируемых аксиальных роторнопоршневых насосов выяснены основные тенденции развития данного направления гидромашиностроения. Выявлено заинтересованность потребителей к расширению температурного диапазона работы данных насосов в сторону повышения максимальных температур. Методами математического моделирования прогнозируемо смену статических характеристик, которые являются одним из основных показателей качества технических характеристик регулируемых аксиальных роторнопоршневых насосов. Показано, что при установленных нормах точности на детали системы управления подачей насоса при значениях давления на выходе насоса, близких к номинальным, при повышении температуры рабочей жидкости и соответствующего снижения ее вязкости расхода рабочей жидкости на утечки существенно увеличиваются, что приводит к снижению объемного КПД, особенно в насосах малых типоразмеров. Рекомендуется проведение мероприятий по стабилизации зазоров в парах золотников и гидроцилиндра управления.

Ключевые слова: регулируемый аксиальный роторно-поршневой насос, статические характеристики, объемные потери, температура рабочей жидкости, вязкость.

EFFECT OF WORKING FLUID TEMPERATURE ON VARIABLE DISPLACEMENT AXIAL PISTON PVC1 TYPE PUMP FLOW RATE CHARACTERISTICS

Zakrevskyy V. P.

Abstract. Based on the analysis of the current state of development and production of variable displacement axial rotor-piston pumps, the main trends in the development of this area of hydro-machine building have been clarified. The interest of consumers to expand the temperature range of these pumps in the direction of increasing maximum temperatures has been revealed. By methods of mathematical modeling, the static characteristics are predicted to change, which is one of the main indicators of the quality of the technical characteristics of variable displacement axial rotor-piston

pumps. It is shown that, with the established accuracy standards for the pump control system control part at the pump outlet pressure close to the nominal value, when the temperature of the working fluid rises and the corresponding decrease in its viscosity, the flow rate of the working fluid for leaks increases substantially, which leads to a decrease in the volumetric efficiency, especially in pumps of small sizes. It is recommended to carry out measures to stabilize the spool and servo cylinder gaps.

Key words: variable displacement axial piston pump, flow rate characteristics, volume losses, working fluid temperature, viscosity.

УДК 631.363

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРОЦЕСІВ ПРИГОТУВАННЯ ТА РОЗДАВАННЯ КОРМІВ ДЛЯ ВРХ НА СІМЕЙНИХ ФЕРМАХ

В. С. Хмельовський

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Кореспонденція автора: hmelvas@ukr.net.

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

Бібл. 14, рис. 2, табл. 1.

Анотація. У процесі ринкових перетворень в економіці України, аграрний сектор поповнився значною кількістю агроформувань різних типів господарювання. Серед них вагоме місце сьогодні посідають аграрні господарства сімейного типу, найпростішою формою яких є особисті селянські господарства (ОСГ).

У сучасних умовах ОСГ є структурним елементом агропромислового комплексу України і відіграють важливу роль у виробництві сільськогосподарської продукції. Вони залишаються стабілізуючою ланкою господарювання, яка компенсує зниження обсягів виробництва продукції сільського господарства на окремих аграрних підприємствах, забезпечує продовольчі потреби населення і формує грошові доходи селян.

За даними статистичної звітності «Сільське господарство України», у 2017 р. особисті селянські господарства виробили понад 90 % вирощеної у країні картоплі, 75 % овочів, майже 60 % молока, більше 65 % яловичини і близько 60 % свинини.

Світовий досвід показує, що основу аграрного сектору країн з розвинутою ринковою економікою становлять сімейні ферми.

В Україні, на сьогодні, основними проблемами сімейного фермера в тваринництві є не значне забезпечення виробничих процесів технічними засобами та нестача знань ринку.

Тому постає питання розробки нових технічних рішень, які забезпечать конкурентоздатність тваринницької продукції, отриманої на сімейних фермах.

Ключові слова: сімейна ферма, кормоприготування, агрегат, кормова суміш, шнек.

Постановка проблеми

Останнім часом, дуже популярною темою став розвиток сімейних ферм. Вони є частиною стратегії «3+5» розвитку аграрного сектору задекларованої Міністерством аграрної політики та продовольства. Стратегія "3+5" має три основні пріоритети. Перший – реформа системи держпідтримки, з акцентом на дрібних фермерів. Другий – завершення земельної

реформи та третій реформа державних підприємств. А також п'ять головних напрямків: розвиток ринків збуту, органічне виробництво, нішеві культури, розвиток сільських територій, зрошення та безпека харчової продукції. Вибір таких акцентів і пріоритетів базувався на глибокому аналізі ситуації, що склалася на ринку, вивченні пропозицій і стратегічних документів, які було напрацьовано широким колом міжнародних експертів та організацій, учасників аграрного ринку, наукової спільноти.

Фермерське господарство, зареєстроване як юридична особа, має статус сімейного фермерського господарства, за умови, що в його підприємницькій діяльності використовується праця членів такого господарства, якими є виключно члени однієї сім'ї, відповідно до статті 3 Сімейного кодексу України. Це передбачено Законом (законопроектом №1599) "Про внесення змін до деяких законів України щодо стимулювання створення та діяльності сімейних фермерських господарств", який сьогодні прийнято в цілому.

Зважаючи на те, що тільки в індивідуальних господарствах та сімейних фермах утримують поголів'я до 10 голів, при цьому часто із використанням прив'язного утримання, засоби механізації годівлі в таких господарствах мінімальні. Для приготування кормових компонентів до згодовування використовують машини, для роботи яких потрібно використовувати ручні операції (завантаження, відведення приготовленої кормової сировини, транспортування, роздавання). Засоби механізації для таких господарств мають низьку продуктивність. За сучасних умов, в Україні, у господарствах з поголів'ям 10 - 30 тварин, використання для годівлі складної техніки із значними показниками продуктивності є недоцільним та неефективним.

Аналіз останніх досліджень

Світовий досвід показує, що основу аграрного сектору країн з розвинутою ринковою економікою становлять сімейні ферми. У Європі на сьогодні важко знайти виробників сільськогосподарської

продукції, які не мають юридичного статусу, не є юридичними особами і дії яких чітко не регламентовані на законодавчому рівні.

Однак, між окремими країнами Європейського Союзу є велика різниця. Також є великі розбіжності за розмірами землеволодінь: наприклад для Півдня ЄС – ділянки можуть перевищувати і 100 гектарів. Отже, зрозуміло, що і за технологічним рівнем розвитку та часткою власної праці родинні ферми також відрізняються дуже сильно.

В Ізраїлі виробництво молока здійснюють у фермерських господарствах, причому молочне тваринництво є одним з найкращих в світі. Середня продуктивність корів по країні становить близько 11500 літрів молока за рік [1]. Фермерське господарство – це ринково орієнтована підприємницька структура, яка має земельні наділи для виготовлення товарної сільськогосподарської продукції, може займатися її переробленням і реалізацією. Досвід 93 країн світу, говорить про те, що з понад 570 млн. ферм - більше 500 млн. належать саме сім'ям. На сімейні ферми припадає не менше 56 % виробленої сільгосппродукції. Такі господарства обробляють значну частку сільгоспземель у світі: 83 % – у Північній і Центральній Америці, 68 % – у Європі, 85 % – в Азії, 62 % – в Африці. У США сімейні фермерські господарства обробляють 78 % сільгоспугідь країни, виробляючи 84 % усієї сільгосппродукції [3, 4].

Мета досліджень

Мета досліджень – визначити кількість приготування кормової суміші, залежно від поголів'я дійного стада та обґрунтувати засоби механізації приготування кормової суміші.

Результати дослідження

Утримання тварин, як прив'язне, а тим більше безприв'язне, вимагає збалансованої за поживними елементами, з високою однорідністю змішування кормової суміші [5, 6, 8, 9, 11].

Такий підхід обумовлено технологією виробництва продукції тваринництва.

Наприклад, в Ізраїлі, високопродуктивним тваринам молочного спрямування, кормову суміш роздають 4-5 разів на день, у чітко регламентований час, крім цього, 4-5 разів підгортають корми.

Велика рогата худоба Німеччини та Швейцарії теж отримує кормову суміш 3-6 рази на добу, а при використанні робота-кормороздавача - кількість роздавань кормової суміші може сягати до 10 разів [2].

Дослідження молочних стад Вісконсину (США), [13] де середній надій на корову – більше 13,6 тис. кг, підтверджує, що саме якість грубих кормів, а не велика кількість концентрованих, впливає на продуктивність корів.

Результати показали, що 27 кг молока утворюються від споживання поживних речовин високоякісних грубих кормів, і лише 15–18 кг молока – від споживання зерна і концентратів.

Аналіз складових кормового раціону, дав можливість виявити об'єм кормової суміші, яку потрібно роздати тваринам за добу, залежно від поголів'я (табл. 1).

Аналіз таблиці 1 приводить до висновку, що для приготування кормової суміші потрібно використовувати машинні агрегати, які можуть змішувати корми між собою, за умови попередньо подрібнених довговолокнутих компонентів.

Роздавати кормову суміш можна за допомогою електрокара та інших засобів.

Таблиця 1. Структура кормового раціону та добова кількість кормів залежно від поголів'я тварин.

Назва кормового компоненту	Поголів'я дійного стада, голів									
	до 10	до 16	до 25	до 32	до 50	до 64	до 75	до 100	до 200	до 400
сіно	4-7	4-7	4-7	4-6	4-5	4-5	3-4	3-4	3-4	3-4
сінаж	-	-	-	-	4-5	5-7	10-12	10-12	10-12	10-12
інші грубі корми	2-5	2-5	2-5	2-5	2-4	2-3	2-3	2-3	2-3	2-3
силос кукурудзяний	10-15	10-16	18-20	18-22	20-24	20-24	20-24	20-24	20-24	20-24
жом	5-8	5-8	3-8	3-8	-	-	-	-	-	-
концентровані корми	2-5	2-4	2-4	2-4	2-4	2-3,5	2-3,5	2-3,5	2-3,5	2-3,5
рідкі поживні розчини	-	-	1-1,5	1-1,5	1-1,5	1-1,5	1-1,5	1-1,5	1-1,5	1-1,5
пійло	5-8	5-6	-	-	-	-	-	-	-	-
Всього на голову	28-48	28-46	30-46	30-47	33-44	34-44	38-48	38-48	38-48	38-48
Всього на поголів'я, кг	280-480	448-736	750-1137	960-1488	1650-2175	2176-2816	2850-3600	3800-4800	7600-9600	15200-19200

Огляд різних мобільних кормоприготувальних агрегатів [7, 10, 11] свідчить про те, що для індивідуальних господарств, в яких налічується до 10 голів ВРХ, практично відсутні засоби механізації для приготування повноцінної кормової суміші, яка б відповідала зоотехнічним вимогам.



Рис. 1. Стационарний подрібнювач-змішувач.

В зв'язку з цим, нами було направлено пошук на виявлення стаціонарних кормоприготувальних агрегатів.

Машини такого типу виготовляють у м. Кременчук на підприємстві «Demi-mix».

Кормозмішувач об'ємом бункера 2 м³ в середині якого, вертикально розміщено шнек, а на спіралі останнього встановлено три ножі – призначений саме для маленьких господарств та кооперативів. Якість

приготовленої кормової суміші відповідає зоотехнічним вимогам.

Вага кормозмішувача становить – 700 кг, урухомлення робочого органу відбувається за допомогою електродвигуна потужністю – 5,5 кВт від напруги – 380 V.

Теоретичні розрахунки показали, що при застосуванні стаціонарного подрібнювача-змішувача кормів на фермах до 32 голів дійного стада, мінімальна кількість разів роздавання кормів може бути дворазовою.

Добову норму споживання кормової суміші визначають за формулою, кг [11, 12, 14]:

$$K_{\text{сум}} = \sum_{j=1}^n g \cdot m, \quad (1)$$

де g – норма видачі корму на одну голову, кг;

m – кількість тварин, гол.;

n – кількість груп тварин з однаковою нормою видачі корму, $n=1$.

Враховуючи продуктивність засобів механізації, які використовуються в господарстві, можна визначити за яку кількість разів буде приготована добова норма кормової суміші на все поголів'я.

Отримані дані можуть служити показником кратності видачі кормової суміші $n_{\text{роз}}$ тваринам

$$n_{\text{роз}} = \frac{K_{\text{сум}}}{\rho \cdot V \cdot K}. \quad (2)$$

де V – місткість бункера машини, м³;

ρ – щільність кормової суміші, кг/м³;

K – коефіцієнт заповнення бункера, $K = 0,9-0,95$.

При поголів'ї 33-60 корів, забезпечити приготування добової потреби кормової суміші стаціонарний подрібнювач-змішувач може лише при триразовому роздаванні.

При величині стада - більше 61 голови - потрібно використовувати інші засоби механізації, з більшим об'ємом бункера (рис. 2).

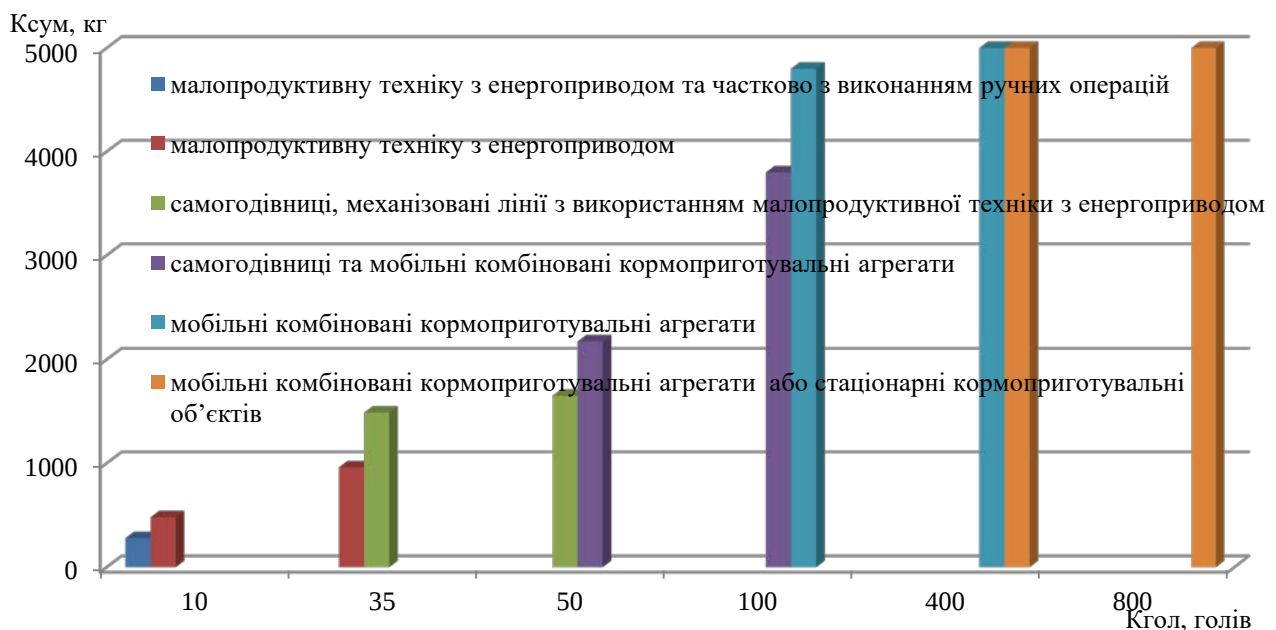


Рис. 2. Засоби механізації, залежно від добової кількості кормів $K_{\text{сум}}$ та поголів'я тварин $K_{\text{гол}}$.

Висновки

1. Використання стаціонарного подрібнювача-змішувача кормів з об'ємом бункера 2,2 м³, є доцільним при поголів'ї не більше 60 голів дійного стада із шлейфом.

2. При збільшенні поголів'я виникає потреба у використанні інших засобів, які можуть поєднувати кілька операцій, наприклад, завантаження, транспортування, подрібнення, змішування кормових компонентів та видачу кормової суміші. Такі машини готують за один раз більше кормової суміші і значно скорочують час на обслуговування тварин при годівлі та знижують трудові затрати.

Список літератури

1. Більченко Г. Шолом, Ізраель. Агроексперт. 2011. № 8. С. 90–94.
2. Штефан Шмідлін Вален. Один робот годує 500 корів. Агроексперт. 2009. №4. С. 56–57.
3. Кухтіна І. Стратегія розвитку аграрного сектору економіки України на період до 2020 року. Електронний ресурс. <http://minagro.gov.ua/node/7644>.
4. "3+5" – проста арифметика стратегії розвитку АПК. Електронний ресурс. Режим доступу: <https://dt.ua/ariculture/3-5-prosta-arifmetika-strategiyi-rozvitku-apk-.html>.
5. Сучасні засоби для приготування та роздавання кормів. Електронний ресурс. Режим доступу: <http://www.propozitsiya.com>.
6. Хмельовський В. С., Ачкевич О. М. Дослідження процесу приготування високоенергетичної кормової суміші для ВРХ. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 262. С. 304–314.
7. Ревенко І. І., Лісовенко Т. О., Хмельовський В. С., Ревенко Ю. І. Патент на корисну модель № 33815 Україна, А01К 5/00. Роздавальник кормів, заявник і патентовласник Національний університет біоресурсів і природокористування України. № u 200803300; заявлено 17.03.2008, опубліковано 10.07.2008. Бюл. № 13.
8. Ревенко І. І., Заболотько О. О. Машини та обладнання для тваринництва. Посібник-практикум. Київ. Кондор, 2012. 564 с.
9. Ревенко І. І., Брагінець М. В., Ребенко В. І. Машини та обладнання для тваринництва. Київ. Кондор, 2009. 730 с.
10. Хмельовський В. С., Пилипенко О. М., Ачкевич О. М. Класифікація багатофункціональних роздавачів-змішувачів. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Вдосконалення технологій та обладнання виробництва продукції тваринництва. Харків, 2009. Вип. 79. С. 250–258.
11. Костенко В., Заболотько О., Хмельовський В. Ефективність використання комбінованих транспортно-технологічних засобів для годівлі ВРХ.

Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2015. Вип. 212/2. С. 115–122.

12. Хмельовський В. С. Перспективні технологічні рішення підготовки кормів для згодовування рогатій худоби. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2013. Вип. 182. Ч. 2. С. 185–192.

13. Як якість корму впливає на молочну продуктивність. Електронний ресурс. Режим доступу: <http://milkua.info/uk/post/ak-akist-kormu-vplivae-na-molocnu-produktivnist>.

14. Ревенко І. І., Заболотько О. О., Хмельовський В. С. Машиновикористання у тваринництві. Ніжин. ПП Лисинко, 2015. 258 с.

References

1. Belchenko, G. (2011). Shalom, Israel. Agroexpert. No 8. 90-94.
2. Stefan Small Valen. (2009). One robot feeds 500 cows. Agroexpert. No 4. 56-57.
3. Kuhtina, I. (2018). Strategy of development of agrarian sector of economy of Ukraine for the period until 2020. <http://minagro.gov.ua/node/7644>.
4. 3+5 – simple arithmetic development strategy APK. (2018). Electronic resource. Mode of access: <https://dt.ua/ariculture/3-5-prosta-arifmetika-strategiyi-rozvitku-apk-.html>.
5. Modern means for the preparation and distribution of feed. (2018). Electronic resource. Mode of access: <http://www.propozitsiya.com>.
6. Khmielewski, V. S., Ackevich, O. M. (2017). Study of the process of cooking a high-energy feed mixtures for cattle. Scientific Bulletin of National University of life and environmental Sciences of Ukraine. Series: electronics and energetics, agriculture. Kiev. Vol. 262. 304-314.
7. Revenko, I. I., Lisovenko, T. A., Khmelevsky, V. S., Revenko, Yu. I. (2008). Patent for useful model No. 33815 Ukraine, A01K 5/00. Feed distributor, applicant and patentee of the national University of life and environmental Sciences of Ukraine. No. u 200803300 stated 17/03/2008 it published 10.07.2008. Bull. No 13.
8. Revenko, I. I., Zabolotko, O. O. (2012). Machinery and equipment for livestock. The Handbook and workshop. Kiev. Kondor, 564.
9. Revenko, I. I., Braginets, M. V., Rebenko, V. I. (2009). Machines and equipment for livestock. Kiev. Kondor, 730.
10. Khmelevsky, S. V., Pilipenko, A. M., Achkevych, O. M. (2009). Classification of multi-dispensers Bulletin of Kharkov national technical University of agriculture named Peter Vasilenko. Improvement of technologies and equipment for livestock production. Kharkov, Vol. 79. 250-258.
11. Kostenko, V., Zabolotko, O., Khmielewski, V. (2015). Efficiency of combined transport-technological means for feeding of cattle. Scientific Bulletin of National

University of life and environmental Sciences of Ukraine. Series: electronics and energetics, agriculture. Kiev. Vol. 212/2. 115-122.

12. *Khmelevsky, S. V.* (2013). Promising engineering solutions for the preparation of feed for feeding cattle. Scientific Bulletin of National University of life and environmental Sciences of Ukraine. Series: electronics and energetics, agriculture. Kiev. Vol. 182. Part 2. 185-192.

13. As the quality of feed affects milk production. (2018). Electronic resource. Mode of access: <http://milkua.info/uk/post/ak-akist-kormu-vplivae-na-molocnu-produktivnist>.

14. *Revenko, I. I., Zabolotko, O. O., Khmielewski, V. S.* (2015). Mashinostroenie in animal husbandry. Nizhyn. Lysenko, 258.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПРОЦЕССОВ ПРИГОТОВЛЕНИЯ И РАЗДАЧИ КОМБИ ДЛЯ КРС НА СЕМЕЙНЫХ ФЕРМАХ

В. С. Хмелевский

Аннотация. В процессе рыночных преобразований в экономике Украины аграрный сектор пополнился значительным количеством агроформирований различных типов хозяйствования. Среди них важное место сегодня занимают аграрные хозяйства семейного типа, простейшей формой которых являются личные крестьянские хозяйства (ОСГ). В современных условиях ОСГ является структурным элементом агропромышленного комплекса Украины и играют важную роль в производстве сельскохозяйственной продукции. Они остаются стабилизирующей звеном хозяйствования, компенсирует снижение объемов производства продукции сельского хозяйства на отдельных аграрных предприятиях, обеспечивает продовольственные потребности населения и формирует денежные доходы крестьян.

По данным статистической отчетности «Сельское хозяйство Украины», в 2017 личные крестьянские хозяйства произвели более 90% выращенной в стране картофеля, 75% овощей, около 60% молока, более 65% говядины и около 60% свинины.

Мировой опыт показывает, что основу аграрного сектора стран с развитой рыночной экономикой составляют семейные фермы.

В Украине, сегодня, основными проблемами семейного фермера в животноводстве является незначительное обеспечения производственных процессов техническими средствами и недостаток знаний рынке.

Поэтому возникает вопрос разработки новых технических решений, которые обеспечат конкурентоспособность животноводческой продукции полученной на семейных фермах.

Ключевые слова: семейная ферма, кормоприготовление, агрегат, кормовая смесь, шнек.

PROVIDING PROCESSES FOR PREPARATION AND DEVELOPMENT OF CATS FOR FORESTRY ON FAMILY FAMILIES

Khmelovsky V. S.

Abstract. In the process of market transformation in the Ukrainian economy, the agrarian sector has been replenished with a large number of agroformations of various types of management. Among them, today the agricultural sector of the family type is of prime importance, the simplest form of which is personal peasant farms (OSG). In modern conditions, OSG is a structural element of the agro-industrial complex of Ukraine and plays an important role in the production of agricultural products. They remain a stabilizing link of the economy, which compensates for the decline in agricultural production in individual agrarian enterprises, provides food needs of the population and generates cash incomes of the peasants.

According to the statistical report "Agriculture of Ukraine", in 2017, private peasant farms produced more than 90% of potatoes grown in the country, 75% of vegetables, almost 60% of milk, more than 65% of beef and about 60% of pork.

World experience shows that the basis of the agrarian sector of developed market economies is family farms.

In Ukraine, today, the main problems of a family farmer in livestock production are not significant provision of production processes by technical means and a lack of market knowledge.

Therefore, the question arises the development of new technical solutions that will ensure the competitiveness of livestock products obtained in family farms.

Key words: family farm, feed preparation, unit, feed mixture, screw.

УДК 637.116

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ДОЇЛЬНОГО АПАРАТА З КОЛЕКТОРОМ АДАПТИВНОГО ДОЇННЯ

О. С. Гаврильченко, О. В. Мицик

Дніпровський державний аграрно-економічний університет, Україна.

Кореспонденція авторів: mvptddau@i.ua.

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

Бібл. 9, рис. 3, табл. 0.

Анотація. Одним із факторів, які впливають на якість молока та здоров'я корів є доїльний апарат. Вітчизняні доїльні апарати, які випускаються серійно, працюють в незмінному жорсткому режимі, що призводить до гальмування молоковіддачі та значного зниження продуктивності тварин. Метою досліджень є проведення моделювання роботи доїльного апарата з колектором адаптивного доїння і визначення його раціональних конструктивно-режимних параметрів. Проведено розрахунок конструкційних параметрів розробленого колектора і побудована пульсограми роботи доїльного апарата з розробленим колектором: визначені такти роботи для міжстінної і піддійкової камер доїльного стакану.

Ключові слова: доїння, доїльна установка, колектор, параметри, пульсограма.

Постановка проблеми

Одним із факторів, які впливають на якість молока та здоров'я корів є доїльний апарат.

Вітчизняні доїльні апарати, які випускаються серійно, працюють в незмінному жорсткому режимі, що призводить до гальмування молоковіддачі та значного зниження продуктивності тварин.

Недостатня відповідність доїльного устаткування фізіологічним вимогам, що пов'язані з особливостями біологічних процесів в організмі тварини під час доїння, веде до захворювань вимені корів маститом і неповного видоювання [1].

У зв'язку з цим виникає необхідність створення доїльного устаткування, яке б відповідало фізіологічним вимогам за рахунок адаптації режимів його роботи до кожної тварини індивідуально, безпосередньо в процесі доїння.

Тому задача розробки доїльного апарату, в якому частотно-вакуумний режим змінюється залежно від інтенсивності потоку молока, залишається актуальним і перспективним науково-технічним завданням для розвитку молочної галузі сільськогосподарського виробництва.

Зазначена задача може бути досягнутою за рахунок створення колектора адаптивного доїння, який входить до складу доїльного апарату.

Аналіз останніх досліджень

Колектор призначено для збору молока з окремих доїльних стаканів. В залежності від числа робочих камер колектори поділяють на двокамерні, трьохкамерні і чотирьохкамерні [2]. З проведеного аналізу існуючих типів колекторів доїльних апаратів [3-7] робимо висновок, що необхідно розробити колектор адаптивного доїння, який мав би просту конструкцію і забезпечував високу швидкість доїння. Розробку колектора адаптивного доїння проведемо на базі двокамерного колектора АДУ.03.000 за рахунок додавання ще двох повітряних камер. Основними вузлами і деталями колектора адаптивного доїння (рис. 1) є: пластмасовий корпус 1, що виконує функцію молокозбірної камери К1 із зливним патрубком; камера 2 з патрубками для доїльних стаканів; стакан 3, який є продовженням камери 2; камера змінного вакууму 4 розділена стаканом 5 на верхню 6 (К3) і нижню 7 (К2) частину; мембрана 8 обмежує знизу нижню частину камери змінного вакуум-розуму 7 закріплена гайками 12; клапан односторонньої дії 9; клапан 10 виконаний з обмежувачем 11, який виконує також функцію ущільнювача; гвинт регульований 13; розподільник вакууму 14 (К4) встановлюється на камері змінного вакууму 4; клапан 15. Колектор адаптивного доїння у складі двотактного доїльного апарату працює наступним чином. В процесі доїння клапан 15 відкритий. Під час такту ссання молоко з доїльних стаканів надходить в пластмасовий корпус 1 (К1) через патрубки.

Із збільшенням молоковіддачі вакуум в корпусі 1 (К1) знижується, мембрана 8 прогинається вгору, відкриває клапан 10 і атмосферне повітря перетікає з нижньої частини камери (К2) змінного вакууму в верхню частину (К3), далі через отвір з регульованим гвинтом 13 через клапан односторонньої дії 9 в корпус 1 (К1) і сприяє прискоренню евакуації молока в молокопровід.

Під час такту стиснення в корпусі 1 (К1) відновлюється колишній рівень вакууму шляхом прогинання мембрани 8 вниз і закриття клапана 10.

По закінченні доїння вручну клапан 15 закривають, тим самим відключаючи вакуум від колектора.

Мета досліджень

Провести моделювання роботи доїльного апарата з колектором адаптивного доїння і визначити його раціональні конструктивно-режимні параметри.

Результати досліджень

Режим роботи колектора адаптивного доїння у складі двотактного доїльного апарата визначається за інтервалами часу, за які відбувається переключення клапану (рис. 1).

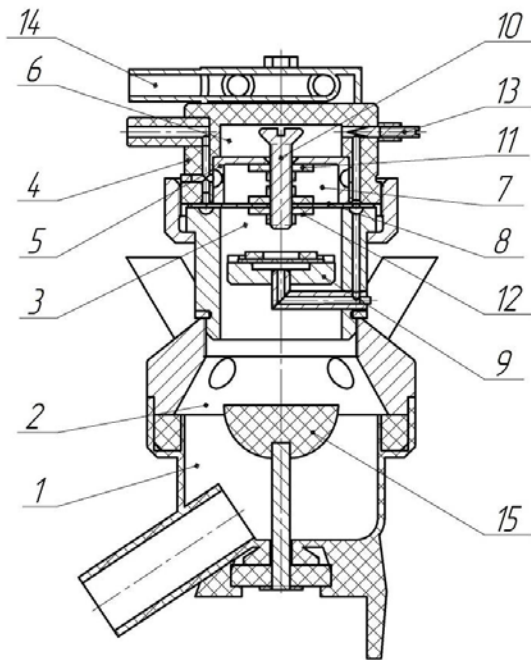


Рис. 1. Конструктивна схема колектора адаптивного доїння: 1 – пластмасовий корпус (K1); 2 – камера; 3 – стакан; 4 – камера змінного вакууму; 5 – стакан; 6 – верхня частина стакана (K3); 7 – нижня частина (K2); 8 – мембрана; 9 – клапан односторонньої дії; 10 – клапан; 11 – обмежувач; 12 – гайка; 13 – гвинт регульований; 14 – розподільник вакууму (K4); 15 – клапан.

Розрахунок базується на врахуванні закономірностей, що спостерігаються при перетіканні повітря з однієї камери в іншу за допомогою дросельного каналу і заповненні молочної камери молоком.

Такт ссання t_{cc} двотактного доїльного апарата з розробленим колектором можна розділити на три етапи (рис. 2): t_1 – заповнення молочної камери колектора молоком; t_2 – перетікання повітря крізь односторонній клапан і дросельний канал в молочну камеру; t_3 – звільнення молочної камери колектора від молока.

Під час такту ссання двотактного доїльного апарата відбувається заповнення молочної камери колектора молоком. При цьому вакуумметричний тиск в молочній камері колектора і як наслідок у піддійковому просторі доїльних стаканів зменшується. Приймаючи, що молоко є нестисливою рідиною, згідно закону Бойля-Маріотта маємо:

$$P_{oper}(V_{max} - V_{milk}) = V_{max} P_{max}, \quad (1)$$

де P_{oper} – мінімальний вакуумметричний тиск в молочній камері при якому відбувається відкриття клапана, Па; V_{max} – об'єм молочної камери, м³; V_{milk} – об'єм молока який заповнив молочну камеру, м³.

З рівняння (1) маємо:

$$V_{milk} = V_{max} \left(\frac{P_{max}}{P_{oper}} - 1 \right). \quad (2)$$

Час за який молоко заповнить об'єм V_{milk} молочної камери колектора визначається за формулою:

$$t_1 = \frac{Q_{max}}{V_{milk}} = \frac{Q_{max}}{V_{max} \left(\frac{P_{max}}{P_{oper}} - 1 \right)}, \quad (3)$$

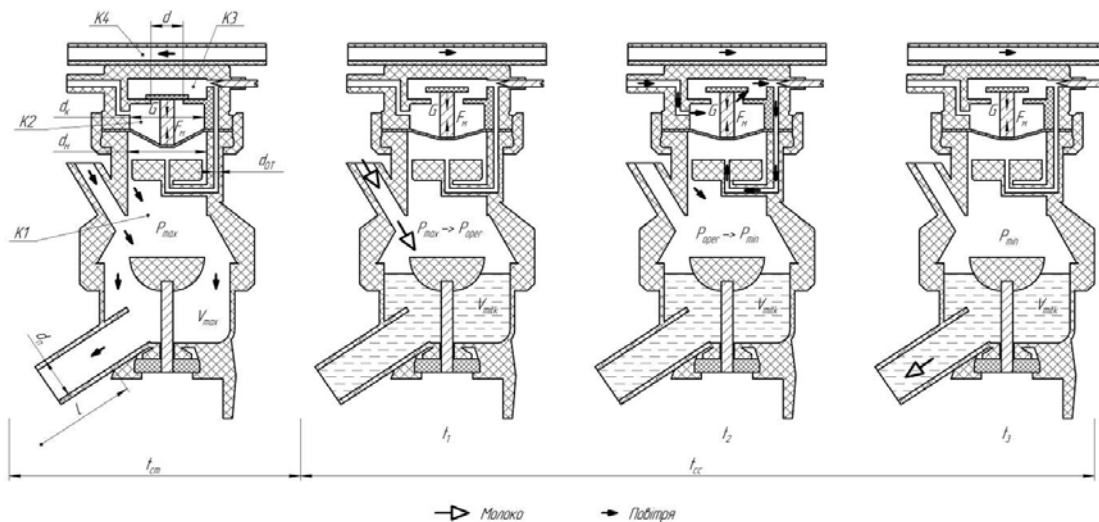


Рис. 2. Розрахункова схема роботи колектора адаптивного доїння.

де $Q_{\max}$ – інтенсивність виведення молока з вимені тварини, $\text{м}^3/\text{с}$.

Згідно з рівняння рівноваги сил, що діють на клапан і мембрану маємо:

$$P_{\text{oper}} u S_{\text{м}} = G - F_{\text{м}}, \quad (4)$$

де $S_{\text{м}}$ – площа мембрани, м^2 :

$$S_{\text{м}} = \frac{1}{4} \pi d_{\text{к}}^2, \quad (5)$$

G – сила тяжіння рухомих частин (клапана і мембрани), Н; $F_{\text{м}}$ – пружна сила мембрани, Н; u – коефіцієнт активності мембрани,

$$u = \frac{\frac{1}{3} + \frac{d_{\text{к}}}{d_{\text{м}}} + \left(\frac{d_{\text{к}}}{d_{\text{м}}}\right)^2}{1 + \frac{2d_{\text{к}}}{d_{\text{м}}} + \left(\frac{d_{\text{к}}}{d_{\text{м}}}\right)^2} [8]; \quad (6)$$

де $d_{\text{к}}$ – внутрішній діаметр мембрани, м; $d_{\text{м}}$ – зовнішній діаметр мембрани, м.

З рівняння (4) маємо:

$$P_{\text{oper}} = \frac{G - F_{\text{м}}}{u S_{\text{м}}}. \quad (7)$$

Остаточно маємо час, за який вакуумметричний тиск змінюється від P_{max} до P_{oper} :

$$t_1 = \frac{Q_{\text{max}}}{V_{\text{max}} \left(P_{\text{max}} \frac{u \pi d_{\text{к}}^2}{4(G - F_{\text{м}})} - 1 \right)}. \quad (8)$$

За час t_2 після відкриття клапана колектора повітря почне перетікати крізь однобічний клапан і дросельний канал в молочну камеру змінюючи тиск в ній від P_{oper} до P_{min} . Швидкість зміни вакуумметричного тиску визначається за залежністю [9]:

$$\frac{dP(t)}{dt} = \frac{k_p}{V_{\text{max}}} P(t), \quad (9)$$

де $P(t)$ – вакуумметричний тиск в момент часу t , Па; k_p – коефіцієнт Пуазейля, що враховує розміри

каналу і в'язкість повітря, $k_p = \frac{\pi d_{\text{от}}^4}{128 l_{\text{от}} \eta_B}$; $d_{\text{от}}$, $l_{\text{от}}$ – діаметр і довжина каналу, що з'єднує камери пульсатора, м; η_B – динамічна в'язкість повітря, Па·с.

З рівняння (9) маємо:

$$t_2 = \frac{V_{\text{max}}}{k_p} \int_{P_{\text{oper}}}^{P_{\text{min}}} \frac{dP}{P} = \frac{V_{\text{max}}}{k_p} \ln \frac{P_{\text{oper}}}{P_{\text{min}}} = \frac{128 l_{\text{от}} \eta_B V_{\text{max}}}{\pi d_{\text{от}}^4} \ln \frac{4(G - F_{\text{м}})}{u \pi d_{\text{к}}^2 P_{\text{min}}}, \quad (10)$$

де P_{min} – мінімальне значення вакуумметричного тиску при якому підвісна частина тримається на дійках, Па [9].

За час t_3 за рахунок створеного градієнта концентрацій $P_{\text{max}} - P_{\text{min}}$ молоко звільнить молочну камеру колектора:

$$t_3 = \frac{Q}{V_{\text{milk}}}, \quad (11)$$

де Q – витрати молока крізь вихідний патрубок молочного шлангу, $\text{м}^3/\text{с}$.

Складемо рівняння Бернуллі для процесу перетікання молока крізь вихідний патрубок молочного шлангу:

$$\frac{P_{\text{max}}}{\rho g} = \frac{P_{\text{min}}}{\rho g} + \frac{v^2}{2g}, \quad (12)$$

де ρ – густина молока, $\text{кг}/\text{м}^3$; g – прискорення вільного падіння, $\text{м}/\text{с}^2$; v – швидкість молочного потоку в патрубку молочного шлангу, $\text{м}/\text{с}$.

Виразимо швидкість молочного потоку через діаметр патрубку d_n і витрати молока крізь нього Q_{max} . Середня швидкість молочного потоку складатиме:

$$v = \frac{4Q_{\text{max}}}{\pi d_n^2}. \quad (13)$$

Підставляючи значення (12) в рівняння (13) і зробивши відповідні перетворення, отримаємо:

$$Q_{\text{max}} = \pi d_n^2 \sqrt{\frac{P_{\text{max}} - P_{\text{min}}}{8\rho}}. \quad (14)$$

Остаточно маємо:

$$t_3 = \frac{\pi d_n^2 \sqrt{\frac{P_{\text{max}} - P_{\text{min}}}{8\rho}}}{V_{\text{max}} \left(P_{\text{max}} \frac{u \pi d_{\text{к}}^2}{4(G - F_{\text{м}})} - 1 \right)}. \quad (15)$$

Загальний час спрацювання клапана $t_1 + t_2 + t_3$ колектора повинен бути рівним часу такту ссання двотактного пульсатора t_{cc} :

$$\frac{Q_{\text{max}}}{V_{\text{max}} \left(P_{\text{max}} \frac{u \pi d_{\text{к}}^2}{4(G - F_{\text{м}})} - 1 \right)} + \frac{128 l_{\text{от}} \eta_B V_{\text{max}}}{\pi d_{\text{от}}^4} \ln \frac{4(G - F_{\text{м}})}{u \pi d_{\text{к}}^2 P_{\text{min}}} + \frac{\pi d_n^2 \sqrt{\frac{P_{\text{max}} - P_{\text{min}}}{8\rho}}}{V_{\text{max}} \left(P_{\text{max}} \frac{u \pi d_{\text{к}}^2}{4(G - F_{\text{м}})} - 1 \right)} = t_{\text{cc}} \quad (16)$$

З рівняння (16) маємо вираз для визначення об'єму молочної камери V_{max} колектора:

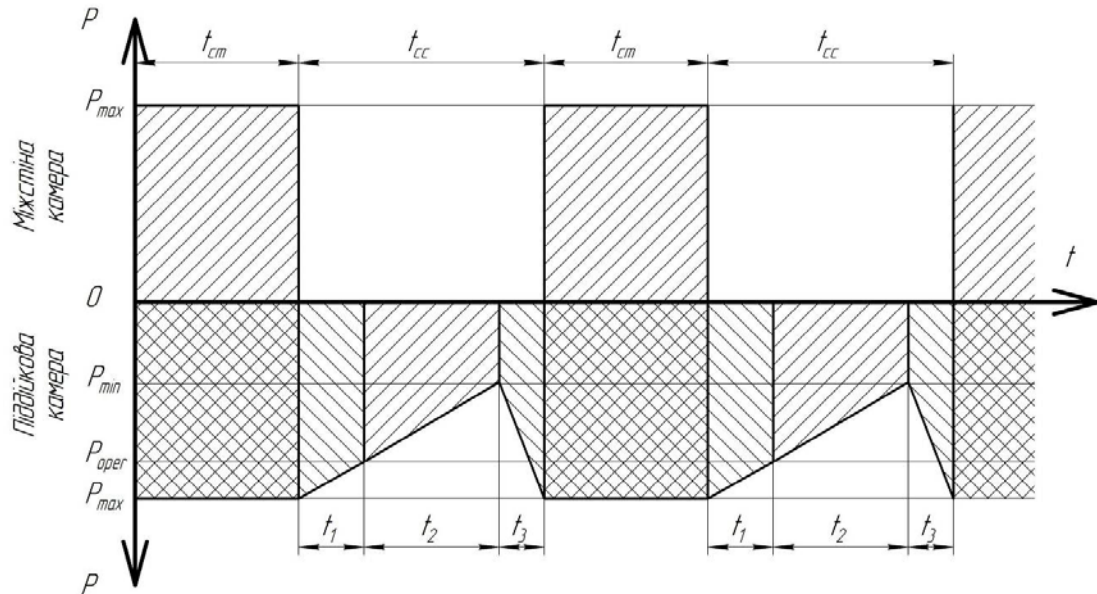


Рис. 3. Пульсограма ідеального процесу роботи розробленого колектора у складі двотактного доїльного апарата.

$$V_{\max} = \frac{t_{cc} + \sqrt{A_4^2 - 4A_3(A_1 + A_2)}}{2A_3}, \quad (17)$$

де

$$A_1 = \frac{\frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{P_0 - P_{\max} + \rho g L}{\rho}}}{\left(P_{\max} \frac{u \pi d_{\kappa}^2}{4(G - F_M)} - 1 \right)};$$

$$A_2 = \frac{\frac{\pi d_n^2}{4} \sqrt{\frac{2(P_{\max} - P_{\min})}{\rho}}}{\left(P_{\max} \frac{u \pi d_{\kappa}^2}{4(G - F_M)} - 1 \right)};$$

$$A_3 = \frac{128 l_{OT} \eta_B}{\pi d_{OT}^4} \ln \frac{4(G - F_M)}{u \pi d_{\kappa}^2 P_{\min}}. \quad (18)$$

Підставляючи в вирази (18) значення визначених конструктивних параметрів колектора і режимних параметрів двотактного доїльного апарата отримуємо об'єм молочної камери розробленого колектора, який дорівнює 121 см³.

Розрахунок розробленого колектора у складі доїльного апарата передбачає визначення тривалості тактів. Робочий цикл доїльного апарата графічно зображується у вигляді індикаторних пульсограм, які показують зміну вакуумметричного тиску повітря в кожен момент часу в міжстінній і піддійковій камерах доїльного стакану.

Для двотактного доїльного апарата характерне співвідношення тактів ссання і стиснення, яке визначається за виразом:

$$\delta = \frac{t_{cc}}{t_{cm}} = \frac{60}{40}; \quad (19)$$

і частота пульсацій, що знаходиться за рівнянням:

$$n = \frac{1}{t_{cc} + t_{cm}} = 60 \text{ імп./хв.} \quad (20)$$

Звідки маємо $t_{cc} = 0,6$ с, $t_{cm} = 0,4$ с. Робочий вакуумметричний тиск в вакуумній системі складає 48 кПа.

Підставляючи в вирази (8), (10) і (15) значення визначених конструктивних параметрів колектора отримуємо значення інтервалів часу $t_1 = 0,16$ с, $t_2 = 0,33$ с, $t_3 = 0,11$ с. При цих інтервалах вакуумметричні тиски приймають наступні значення $P_{oper} = 39$ кПа (виходячи з формули (7) та $P_{\min} = 20$ кПа).

На рис. 3 представлена пульсограма ідеального процесу роботи розробленого колектора у складі двотактного доїльного апарата.

Висновки

1. Встановлено залежності режимних параметрів колектора адаптивного доїння (частота і співвідношення тактів) від об'єму його молочної камери $V_{\max}$. З урахуванням прийнятих технологічних параметрів процесу машинного доїння визначено раціональний об'єм молочної камери розробленого колектора, який дорівнює 121 см³.

2. Побудована пульсограми роботи доїльного апарата з розробленим колектором, визначені такти роботи для міжстінної і піддійкової камер доїльного стакану: $t_1 = 0,16$ с, $t_2 = 0,33$ с, $t_3 = 0,11$ с. При цих інтервалах вакуумметричні тиски приймають наступні значення $P_{oper} = 39$ кПа та $P_{\min} = 20$ кПа.

Список літератури

1. *Карташов Л. П.* Контроль при машинном доении. Москва. Россельхозиздат, 1977. 48 с.
2. *Королев В. Ф.* Доильные машины: теория, конструкция и расчёт. Изд. 2-е перераб. и доп. Москва. Машиностроение, 1969. 279 с.
3. *Макаровская З. В.* Технологические основы повышения эффективности работы доильных аппаратов: дисс. доктора техн. наук: 05.20.01. Макаровская Зоя Вячеславовна. Оренбург. 2004. 380 с.
4. *Алієв Е. Б. огли.* Підвищення ефективності експлуатації вакуумної системи молочно-доїльного обладнання: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11. Алієв Ельчин Бахтияр огли. Запоріжжя, 2012. 177 с.
5. *Карташов Л. П., Куранов Ю. Ф.* Машинное доение коров. Москва. Высшая школа, 1980. 223 с.
6. *Фененко А. І.* Механізація доїння корів. Теорія і практика: монографія. Київ. 2008. 198 с.
7. *Шевченко І. А., Алієв Е. Б.* Науково-методичні рекомендації з багатокритеріального виробничого контролю доїльних установок. Запоріжжя. Акцент Інвест-трейд, 2013. 156 с. ISBN 978-966-2602-41-VIII.
8. *Мельников С. В.* Механизация и автоматизация животноводческих ферм. Ленинград. Колос. Ленинградское отделение, 1978. 559 с.
9. *Фененко А. И., Карташов Л. П.* Режимная характеристика биотехнического звена “машина–животное” процесса выведения молока из вымени коров. Механізація та електрифікація сільського господарства. Глевах. 2010. Вип. 94. С. 63–248.

References

1. *Kartashov, L. P.* (1977). Control during machine milking. Moscow. Rosselkhozizdat, 48.
2. *Korolev, V. F.* (1969). Milking machines: theory, design and calculation. Ed. 2. Moscow. Mechanical engineering, 279.
3. *Makarov, F. V.* (2004). Technological bases of increase of efficiency of milking machines. Dr. Techn. Sciences: 05.20.01. Makarov Zoe Vyacheslavovna. Orenburg. 380 p
4. *Aliyev, E. B. ogli.* (2012). Improving the efficiency of operation of the vacuum system of milk-milking equipment: dis. kand. tech. Sciences: 05.05.11. Elchin Aliyev Bakhtiyar ogly. Zaporozhye, 177.
5. *Kartashov, L. P., Kuranov, Y. F.* (1980). Machine milking of cows. Moscow. Higher school, 223.
6. *Fenenko, A. I.* (2008). Mechanization of milking cows. Theory and practice: monograph. Kiev. 198.
7. *Shevchenko, I. A., Aliyev, E. B.* (2013). Would. Scientific guidance on multi-criteria operational control of milking machines. Zaporizhia. Accent invest-TREJJD, 156. ISBN 978-966-2602-41 VIII.
8. *Melnikov, S. V.* (1978). Mechanization and automation of livestock farms. Leningrad. Ear. Leningrad branch, 559 p
9. *Fenenko, A. S., Kartashov, L. P.* (2010). Performance characteristic of biotech link “machine–animal” of the process of removing milk from the udder

of cows. Mechanization and electrification of agriculture. Glevaha. Vol. 94. 63-248.

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ДОИЛЬНОГО АППАРАТА С КОЛЕКТОРАМИ АДАПТИВНОГО ДОЕНИЯ

А. С. Гаврильченко, А. В. Мыцик

Аннотация. Одним из факторов, влияющих на качество молока и здоровье коров является доильный аппарат. Отечественные доильные аппараты, которые выпускаются серийно, работают в постоянном жестком режиме, что приводит к торможению молокоотдачи и значительного снижения продуктивности животных. Целью исследований является проведение моделирования работы доильного аппарата с коллектором адаптивного доения и определение его рациональных конструктивно-режимных параметры. Проведен расчет конструктивных параметров разработанного коллектора и построена пульсограмма работы доильного аппарата с разработанным коллектором: определенные такты работы для межстенного и подсосковой камер доильного стакана.

Ключевые слова: доение, доильная установка, коллектор, параметры, пульсограмма.

MODELING WORK OF DOELLE APPARATUS WITH ADAPTIVE DAILY ASSETS

Gavrilchenko O. S., Mytsyk O. V.

Abstract. One of the factors affecting milk quality and cow health is the milking machine. Domestic milking machines, which are produced serially, operate in a constant hard mode, which leads to inhibition of milk yield and a significant decrease in the productivity of animals. The purpose of the research is to simulate the operation of the milking machine with the collector of adaptive milking and to determine its rational design-regime parameters. The design parameters of the developed reservoir were calculated and the pulsogram of the milking machine was developed with a developed collector: certain working cycles for the interstitial and sucker chambers of the teat cup.

Key words: milking, milking installation, collector, parameters, pulseogram.

UDC 504.5:621.434-629.113

ASSESSMENT OF RISK TO HUMAN HEALTH FROM HARMFUL EMISSIONS OF AGRO-INDUSTRIAL COMPLEX

Semenenko M. V.

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

Corresponding author: m.maryscorp@gmail.com.

Article history: Received: May 2018. Received in the revised form: June 2018. Accepted: September 2018.

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

Abstract. The article presents the results of the study of the element of the mathematical model to calculate the quantitative risk to health of the population who live in the technogenic-loaded territory. The author proposes a mathematical tool that will make rapid analysis of the influence of carcinogen, which is in the air on the number of cancer in the population. The results of the study had a practical confirmation with a high degree of adequacy. The study of the proposed methods and models will allow practitioners and scientists on the basis of the proposed mathematical apparatus of analysis (or further development) to minimize the risk and optimally manage it, especially in areas with high technogenic stress. Thus, this approach can be applied to the analysis, forecasting and development of measures to ensure the safety of the population.

Key words: risk assessment, mathematical model, technogenic-loaded area, stationary and mobile sources, carcinogen, air, Express analysis, forecasting, safety.

Introduction

The concept of risk in general is a system approach that includes the main elements: risk assessment, risk management and risk perception.

At present, the tasks of identifying hazards and risk assessment procedures at optimal and emergency functioning of stationary and mobile sources of pollutant emissions are more solvable tasks.

Formulation of problem

The methodology of risk assessment, namely the influence of chemical components on the state of health of the population, was first used in the United States since the 80s of the last century. Since then, a large number of methods have been developed to identify different types of risk, and many different reasons have been identified that led to the need for such an assessment.

Risk analysis is a part of a systemic approach for making a decision, procedures and practical measures to address the objectives of preventing or reducing the risk to human life and the environment.

In our country, this is commonly called "industrial safety", and abroad risk management.

In this case, Risk Analysis or Process Hazard Analysis is defined as the systematic use of available information for hazard identification and risk assessment for individuals or groups of people, property or the environment [1]. Risk analysis is to identify (identify) hazards and risk assessment.

Danger is the source of potential harm or damage, or the situation with the possibility of causing harm, and the risk or degree of risk (risk level) is the combination of the frequency or probability and the consequences of a particular hazard [2].

That concept of "risk" always includes two elements:

- the frequency with which a dangerous event occurs;
- consequences of a dangerous event.

The use of the notion of risk, thus, allows you to translate the danger into a category of measured categories.

Risk, in fact, is a measure of danger.

Analysis of recent research results

While the principles and methods for evaluating chemicals which are not carcinogens are relatively similar across countries, it is noteworthy that approaches to assessing the risk of carcinogenic chemicals vary considerably. There are not only significant differences between countries, but even in one country different regulatory agencies, committees and scientists use or advocate different approaches to risk assessment. The risk assessment of substances which are not carcinogenic is consistent enough and has a long tradition, in part because of a long history and a deeper understanding of the nature of the toxic effects compared to carcinogens, and a higher level of consensus and trust on both scientists and the general public regarding methods used and the results obtained. In the late 1960s and early 1970s, the regulatory authorities of various countries – beginning with the US – faced a problem whose importance increased every day, in which the approach based on the factor of safety was considered by many scientists as unsuitable and even dangerous.

Later, risk assessment, as a scientific methodology, was first used in the world since the 80s of the last century in America.

At that time, many methods had been developed to identify different types of risks and many reasons had been identified for the importance of such an assessment.

It was about chemicals that, under certain conditions, increased the risk of cancer in humans and animals. These substances have received the working title of carcinogens. There are still disputes over the definition of a carcinogen and there are various opinions on methods for the identification and classification of carcinogens, as well as the process of the occurrence of cancer under the influence of chemicals.

Complex reviews of discussions of various aspects of models of mathematical extrapolation are given in Kramer et al. (1995) and Park and Hawkins (1993). Krewski et al. (1990) revised the concept of "threshold regulation" for chemical carcinogens. To date, no mathematical model is considered to be the most suitable for low-dose extrapolation in carcinogenesis.

The works of Aksoy M. [3], Anderson B.A. Silver B.D. [4], Babich H., Devanas M.A., Stotzky G. [5], Csicsaky M.J., Roller M., Pott F. [6], Comstock M.L. [7] Demmerle G., Arndt A. [8], and others are devoted to the improvement and others are devoted to the improvement methodologies for risk assessment of carcinogenic substances that are emitted into the atmosphere from different anthropogenic sources.

Purpose of research

The purpose of the study is to offer a practical simple mathematical tool for the quantitative rapid assessment of the risk to health of the population who live in a technogenic area and breathe air with carcinogenic toxicants

Results of research

Risk assessment is the use of available information and scientifically based forecasts to assess the risk of adverse environmental factors and human health conditions.

Risk, in fact, is a measure of danger.

The use of the concept of risk does not translate safety into the category of quantitative measured values.

Risk profile is the last stage of risk assessment and the first stage of risk management.

It is known that the calculation of risks and their characteristics are separately for carcinogenic and non-carcinogenic effects.

Consider carcinogenic risk:

$$Rind = C \times Uri, \quad (1)$$

where $Rind$ – is an annual individual (additional to background) risk cancer development (year⁻¹);

C – average daily concentration of pollutant, which affects a person throughout his life ($\mu\text{g} / \text{m}^3$);

Uri – is a single risk for inhalation exposure, characterizing the risk value for one unit of concentration of a pollutant in air for one year [$(\mu\text{g} / \text{m}^3) \cdot \text{year}$]⁻¹.

In the methodology of risk assessment, the combined effect of carcinogenic factors is considered to be additive, therefore the total carcinogenic risk is calculated by the formula:

$$R_{\Sigma} = R_1 + R_2 + \dots R_n, \quad (2)$$

where R_{Σ} – total carcinogenic risk from exposure to several toxicants;

R_1, R_2, R_n – carcinogenic risks caused by the influence of the components of a mixture of chemicals.

For carcinogens, the process of risk characterization is to determine the number of expected additional cases of cancer, using the concentrations obtained at the points – receptors and potential factors. The following main types of risk are taken into account:

- an individual carcinogenic risk throughout life that is defined as an additional (above background) risk for an individual to contract a cancer during a lifetime under the influence of a particular substance at a specific concentration or dose;

- annual population oncological risk is defined as the number of additional cases of cancer expected during each year for a certain number of people in the region under study as a result of exposure to a specific dose of a carcinogenic contaminant.

- additional individual carcinogenic risk of exposure to atmospheric pollutants throughout life is a function of three main factors:

- a) average daily inhalation dose calculated from concentration in the air, set in point-receptor using scattering models pollutants in the atmospheric air;

- b) the probability that a specific pollutant will trigger tumor formation;

- c) duration of influence.

Based on the methods developed by the American Agency for the Protection of the Environment, the calculation of individual additional carcinogenic risk throughout life is carried out by multiplying the concentration at the point – on the factor factor receptor for the total part of the time of life, when there was a negative impact [9].

According to the author, in quantitative estimations of the ecological risk associated with contaminating carcinogens from operating stationary and mobile sources located in a certain territory, it is expedient to calculate the total (existing) risk and the so-called additional.

Mechanisms of formation of negative consequences (effects), caused by existing and additional risks and are taken into account with the help of the indicator q_e – the parity of harmful influences.

For the case of the same mechanisms of influence on human health:

$$q_e = q_t - q_c, \quad (3)$$

where q_b, q_c – particularly the appearance of such negative effects in the risk group and the control group.

If these mechanisms are different:

$$q_e = (q_t - q_c) / (1 - q_c), \quad (4)$$

To estimate the influence of a toxicant present in the atmosphere, the concept of "risk from the dose and toxicant j" is introduced, through $[P_e(D)]_{ij}$ [1].

In fact, the value $[P_e(D)]_{ij}$ is probable, it depends on the so-called risk factor of this toxicant F_r and its dose D . The dose is measured in mg, and the risk factor has a

dimension $(\text{mg})^{-1}$ and represents the risk that falls on unit dose.

The size of the risk factor should be established as a result of special studies. If the relationship between the dose and the risk is linear, and the effect of the toxicant has no threshold, then the value $[P_e(D)]_{ij}$ can be determined by the following formula:

$$[P_e(D)]_{ij} = (F_r \cdot D)_{ij} = (F_r \cdot c \cdot v \cdot t)_{ij}, \quad (5)$$

where c – toxicant concentration;

v – his daily intake in the body;

t – the time of exposure to the toxicant.

The number of serious consequences (for example, cancer) of toxicants per person is determined by the formula:

$$q_e = \sum_{i=1}^n \sum_{j=0}^k [P_e(D)]_{ij} \times N_{ij}, \quad (6)$$

where N_{ij} – the number of people exposed to toxicants;

k – number of toxicants;

n – number of dose levels of each toxicant.

The studies conducted by the author in the Agrokombinat "Pushcha-Voditsa" of Kyiv, in conjunction with the sanitary-epidemiological station for 36 months, showed that the above formula can also be used for express quantitative estimates of the population risk in a certain technogenic area.

In the selection of sources for the author used the following criteria to assess the risk to public health from environmental pollution:

- release of carcinogenic substances into the environment;
- hazard class of substances released into the environment and connections;
- multiplicity of exceeding the maximum permissible concentrations.

The object of research Agrokombinat "Pushcha-Voditsa" of Kiev (Polkovaya 57 str.) The research, production Agrokombinat "Pushcha-Voditsa" – the diversified enterprise, occupies about 2000 hectares where enter, including, more than 100 hectares of long-term plantings, a dairy farm, a champignon complex, plant on processing of agricultural production. The company produces and sells more than 100 products.

The author together with employees of the sanitary-epidemiological service, SES Darnytskyi district", which is located at the address: Kyiv, Pobedy Ave., 7.

Air samples were taken by specialists by high-performance liquid chromatography with fluorometric detection. Samples were taken in 6 batches of 10 days. Calendar time of sampling spring (beginning) and autumn (end) of large agricultural works). At this time, enterprises and vehicles are operating at maximum capacity.

Benzapyren is practically not found in the free state, and is always deposited on the particles contained in the air. When diesel engines of motor vehicles are working, they are carbon particles, which have a film of benzopyren on the surface. Together with the masses of air that move, the benzapyren spreads over a large area. And fall out together with solid particles from the air (for example, in precipitation) fall into the soil layers.

In the movement and accumulation of benzapyren plays an important role agricultural machinery and trucks. On the one hand, moving over long distances, cars contribute to a uniform spread of benzapyren. On the

other hand, the settled benzapyren accumulates in large quantities along highways and gets to the earth where plants (so-called "secondary sources") grow.

Benzapyren (3, 4 – benzapyren) belongs to the class of polycyclic aromatic hydrocarbons, molar mass 252,32 g/mol.

The substance is a product of incomplete combustion (pyrolysis) of organic compounds present in the products of processing of coal, oil (heavy fractions).

Benzapyren has carcinogenic activity. In the atmosphere, it is mainly adsorbed on suspended particles.

Benzapyren refers to substances of hazard class 1. The average daily maximum permissible concentration of benzapyren in the air of populated areas is $0.001 \mu\text{g} / \text{m}^3$.

The following method was used in the research. The method is based on trapping of benzapyren in aerosol filter, extracting it with hexane, concentrating the extract, chromatographic separation, detection of the signals using a fluorescent detector, to identify the peak of benzapyren on the chromatogram at the retention time and the calculation of the mass concentration of benzapyren.

When sampling atmospheric air, the following conditions shall be met:

- no precipitation;
- the inlet openings of the sampling device shall be located away from the walls of buildings, fences, trees and other obstacles. Before sampling, measurements of direction, wind speed, temperature and atmospheric pressure are carried out. The sampling device is located at a height of 1.5-3.5 m.

Single samples are taken for 20-30 minutes, and the average daily discretely for 30 minutes at least 4 times a day. The exposed filters are Packed in paper marked bags and stored in a dry room or in a refrigerator for no more than 30 days.

The results were processed in the program "Multichrome for Windows".

The concentration of benzapyren in the sample is calculated by the formula:

$$X = C_k U_k Q_1 Q_2 / U_0, \quad (7)$$

where U_0 , X – concentration of benzapyren in air, $\mu\text{g} / \text{m}^3$;

C_k – concentration of benzapyren in the sample concentrate, $\mu\text{g} / \text{cm}^3$;

U_k – volume of the sample concentrate, cm^3 ;

Q_1 – is the dilution factor of hexane extract. If the entire volume of the extract is taken for analysis, then $Q_1 = 1$;

Q_2 – is the dilution ratio of the concentrate of the sample;

U_0 – is the volume of air selected for analysis and brought to normal (investigation of atmospheric air: pressure 760 mm mercury column, temperature 0°C) or standard conditions (study of the air working area: pressure 760 mm mercury column, 20°C), m^3 .

Evaluation of the effect of the concentration includes determining concentrations of chemical substances that affect the person during the period of exposure.

Taking samples of benzapyren in the air on the territory of the agro-industrial complex was carried out in the field on the border of sanitary zones of 3 industrial

facilities. The objects were chosen so that the next working vehicles. All objects in their work use the technological process of burning different types of fuel. Then the samples were delivered to the laboratory and, according to the current method, the concentrations of benzopyren were determined.

Concentrations of benzopyren, which were determined empirically compared with concentrations that were calculated by mathematical modeling separately for stationary and mobile sources.

A good numerical value of the results of calculations and laboratory proves the correctness of the proposed method of calculating the characteristics of risk assessment and its acceptability for practical application.

As a result of the study of the action of the carcinogenic toxicant (benzopyren) in the air that is in the emission of harmful substances of mobile and stationary anthropogenic sources of the area, the concentration of which is $0.0087 \text{ mg} / \text{m}^3$ – the toxicant's risk factor is 10^{-6} mg^{-1} .

Population risk is an aggregated measure of the expected frequency of effects among all affected individuals [10].

Let, for example, on the territory of the agro-industrial complex "Pushcha-Voditsa" live a population of 10 thousand people for 3 years constantly (24 hours a day) exposed airborne toxicant carcinogen,

For example, in our case, the number of cases of cancer in a population that has been exposed to a toxicant on the research object is additionally 1 man of 10 thousand a man during 3 years [2].

Risk assessment can consider past, present and future impacts with different parameters for each phase [11].

If to speak differently, modeling the future, measurement of real analysis and summation of the biological effects of past impacts.

US federal agencies that are developing regulations that set health risk standards are based on the lower theoretical individual risk, which is equal to, according to EPA (Environmental Protection Agency) standards, 10^{-6} , which corresponds to an increase in probability death for one chance per million - for 70 years of human life [2].

Benzopyren enters the environment from stationary and mobile sources of agriculture and accumulates in it. Benzopyren penetrates into plants, which then serve as feed for livestock or used in human nutrition. The concentration of benzopyren in plants is higher than its content in the soil, and in food (or feed) is higher than in the feedstock for their manufacture. It's a bioaccumulative effect [12].

Conclusions

1. The study of the proposed methods and models, according to the author, will allow practitioners and scientists, based on the use of the proposed mathematical apparatus for analysis (or further development), to minimize risks and optimally manage them, especially in areas with high technogenic loads.

2. The knowledge gained can be useful in practice activity at:

- development of recommendations on possible regional measures;
- level aimed at reducing the negative impact of environmentally hazardous industrial and agricultural production;
- forecasting of economic development of agro-industrial regions, taking into account the anthropogenic load on the environment;
- identification of critical territorial areas where reducing uncertainty leads to the most effective assessment of risk reliability and thus provides the best ways to reduce it; increase not only the life expectancy of the population, but also improve its quality.

References

1. *Semenenko, M. V.* (2013). Anthropogenic-loaded territory and the risk to public health. Urban planning and territorial planning: scientific and technical collection. Knuca. Kyiv, territorial planning: Scientific and technical. No. 47. 563-569.
2. *Semenenko, M. V.* (2016). Influence of air pollution anthropogenic sources on human health: monograph. Kiev. NULESU, 405.
3. *Aksoy, M.* (1989). Hematotoxicity and carcinogenicity of benzene. Environ. Health. Perspect. Vol. 82. 193-197.
4. *Anderson, B. A. Silver, B. D.* (1986). Infant mortality in Soviet Union: regional differences and measurement issues. Popul. and Develop. Rev. Vol. 12, №4. 705-738.
5. *Babich, H., Devanas, M.A., Stotzky, G.* (1985). The mediation of mutagenicity and clastogenicity of heavy metals by physiochemical factor. Environ. Res. Vol. 37, №2. 253-286.
6. *Csicsaky, M. J., Roller, M., Pott, F.* (1989). Risk modelling: which models to choose? Exp. Pathol. Vol. 37, №1-4. 198-204.
7. *Comstock, M. L.* (2008). Diesel exhaust in the occupational setting. Current understanding of pulmonary health effects. Clin. Lab. Med. Vol. 18. N24. 767-779.
8. *Demmerle, G., Arndt, A.* (1990). Le moteur diesel pour vehicules industriels et Penvironnement. Petrole et tehn. №535. 26-32.
9. *Epstein, S. S.* (1990). Losing the War Against Cancer: Who's to Blame and What to Do About it. Int. J. Hlth. Serv. Vol. 20, №1. 53-57.
10. *Semenenko, M. V.* (2012). Assessment of the level of technological risk traffic flows. Urban planning and territorial planning: scientific and technical collection. Knuca. Kiev. No 46. 498-501.
11. *Semenenko, M. V.* (2017). Automobile and the environment: a monograph. Kiev. NULESU. 805. ISBN 978-617-7595-28-9.
12. *Menshikov, V. V., Shviryaev, A. A.* (2003). Dangerous chemical objects and technogenic risk: tutorial. Moscow. 203.

Список літератури

1. Семененко М. В. Антропогенно-нагруженная территория и риск для здоровья населения. Градостроительство и территориальное планирование: научно-технический сборник. КНУБА. Киев, territorial planning: Scientific and technical. 2013. № 47. Р. 563–569.
2. Семененко М. В. Вплив забруднення атмосферного повітря антропогенними джерелами на здоров'я населення: монографія. Київ. НУБіП України, 2016. 405 с.
3. Aksoy M. Hematotoxicity and carcinogenicity of benzene. Environ. Health. Perspect. 1989. Vol. 82. P. 193–197.
4. Anderson B. A. Silver B. D. Infant mortality in Soviet Union: regional differences and measurement issues. Popul. and Develop. Rev. 1986. Vol. 12, №4. P. 705–738.
5. Babich H., Devanas M.A., Stotzy G. The mediation of mutagenicity and clastogenicity of heavy metals by physiochemical factor. Environ. Res. 1985. Vol. 37, №2. P. 253–286.
6. Csicsaky M. J., Roller M., Pott F. Risk modelling: which models to choose? Exp. Pathol. 1989. Vol. 37, №1–4. P. 198–204.
7. Comstock M. L. Diesel exhaust in the occupational setting. Current understanding of pulmonary health effects. Clin. Lab. Med. 2008. Vol. 18. N24. P. 767–779.
8. Demmerle G., Arndt A. Le moteur diesel pour vehicules industriels et Penviromnement. Petrole et tehn. 1990. №535. P. 26–32.
9. Epstein S. S. Losing the War Against Cancer: Who's to Blame and What to Do About it. Int. J. Hlth. Serv. 1990. Vol. 20, №1. P. 53–57.
10. Семененко М. В. К вопросу оценки уровня техногенной опасности транспортных потоков в городах. Містобудування та територіальне планування: науково-технічний збірник. КНУБА. Київ. 2012. №46. С. 498–501.
11. Семененко М. В. Автомобілізація та довкілля: монографія. Київ. НУБіП України, 2017. 805 с. ISBN 978-617-7595-28-9.
12. Меньшиков В. В., Швыряев А. А. Опасные химические объекты и техногенный риск: учебное пособие. Москва. 2003. 203 с.

**ОЦІНКА РИЗИКУ ДЛЯ ЗДОРОВ'Я НАСЕЛЕННЯ
ВІД ВИКИДІВ ШКІДЛИВИХ РЕЧОВИН
АГРОПРОМИСЛОВИМ КОМПЛЕКСОМ**

М. В. Семененко

Анотація. У статті представлені результати дослідження елемента математичної моделі для розрахунку кількісного ризику здоров'я населення, яке проживає на техногенно-навантаженої території. Автор пропонує математичний інструмент, який дозволить зробити експрес-аналіз впливу канцерогену, що знаходиться в повітрі, на кількість онкологічних захворювань у популяції. Результати дослідження мають практичне підтвердження з високим ступенем адекватності. Вивчення

запропонованих методів і моделей дозволить практикам і вченим на основі запропонованого математичного апарату аналізу (або подальшого розвитку) мінімізувати ризик і оптимально керувати ним, особливо в районах з високими техногенними навантаженнями.

Таким чином, даний підхід може бути застосований до аналізу, прогнозування та розробки заходів щодо забезпечення безпеки проживання населення на техногенно – напружених територіях.

Ключові слова: оцінка ризику, математична модель, техногенно-навантажена область, стаціонарні і мобільні джерела, канцероген, повітря, експрес-аналіз, прогнозування, безпека.

**ОЦЕНКА РИСКА ДЛЯ ЗДОРОВЬЯ НАСЕЛЕНИЯ
ОТ ВЫБРОСОВ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ
АГРОПРОМЫШЛЕННЫМ КОМПЛЕКСОМ**

Семененко М., кандидат технических наук, доцент
Национальный университет биоресурсов и
природопользования Украины

М. В. Семененко

Аннотация. В статье представлены результаты исследования элемента математической модели для расчета количественного риска здоровью населения, проживающего на техногенно-нагруженной территории. Автор предлагает математический инструмент, который позволит сделать экспресс-анализ влияния канцерогена, находящегося в воздухе, на количество онкологических заболеваний в популяции. Результаты исследования имеют практическое подтверждение с высокой степенью адекватности. Изучение предложенных методов и моделей позволит практикам и ученым на основе предложенного математического аппарата анализа (или дальнейшего развития) минимизировать риск и оптимально управлять им, особенно в районах с высокими техногенными нагрузками. Таким образом, данный подход может быть применен к анализу, прогнозированию и разработке мероприятий по обеспечению безопасности проживания населения на техногенно-нагруженных территориях.

Ключевые слова: оценка риска, математическая модель, техногенно-нагруженная область, стационарные и мобильные источники, канцероген, воздух, экспресс-анализ, прогнозирование, безопасность.

UDC 681.511.4:664.1

RESEARCH OF INDEXES OF PLACEMENT OF SEEDLINGS OF SUGAR BEET FOR SOWING SEEDS BY MECHANICAL AND PNEUMATIC SEEDERS

Volokha M. P.

Institute of biopower crops and sugar beet of NAAS, Ukraine.

Corresponding author: volmp@i.ua.

Article history: Received: May 2018. Received in the revised form: June 2018. Accepted: September 2018.

Bibl. 16, fig. 5, tabl. 2.

Abstract. The density of standing and uniform distribution of plants along the length of the linear the main factors of increasing the yield and sugar content in sugar beets. This has been proved since the 70s of the last century by the researches of domestic scientists of the Institute of Bioenergy Crops and Sugar Beet (Kyiv) and the All-Russian Research Institute of Sugar Beet and Sugar (Ramon, Voronezh region) and western European scientists.

The prerequisite for the uniformity of the stacking of beets is the uniformity of the intervals between the sown seeds, which is mainly provided by two factors. They are the perfection of the sowing machine and the field similarity of the seed, as close as possible to the laboratory condition.

In the 90's, sugar beet seed sown in Ukraine mainly by seeding machines of the mechanical type CCT-12A and modernized CCT-12B and CCT-12B of the designed by UkrNDISGOM (Kharkiv), Kirovogradsky PKI and Institute of Bioenergy Crops and Sugar Beet, and production of OJSC "Chervona zirka" (Kropivnitsky).

The SST-12V seed drill performs the granular fertilizers application simultaneously with sowing. In the complex with the feeder POM-630-1 it performs the introduction of a strip of liquid complex fertilizers or insecticides into the zone of lines. The use of the 18-row seeder CCT-18B in comparison with the 12-line CCT-12B allows shortening the seeding time. Due to these advantages, the 18-row and 24-row drills were developed in the Kirovohrad PCI. Now such seeding drills are exported to dozens of foreign countries.

However, the most common domestic beet seeder with mechanical seeding machines CCT-12B at the moment does not withstand competition with pneumatic type drills both Western European and their analogs of domestic production.

The article presents the results of comparative field experimental studies of beet seeders of mechanical and pneumatic type on the parameters of seedlings placement accuracy.

Key words: sugar beet, seeding machine, seed, seed rate, ladder, seedling, coefficient of variation, germination ability.

Introduction

Sowing is the most responsible process of sugar beet cultivation, which ensures the uniformity of seedling along the length of the line at a given number in the area of sowing, which ultimately determines the level of productivity of the crop.

Formulation of problem

Modern mechanized technologies of sugar beet production provide the seeding of seed at the final density so that on each meter of the length of the line get 5,5-6,0 evenly spaced seedling of plants. It is very important to correctly, determine the seed seed rates, taking into account such factors as quality of seeds (laboratory germination ability, single-growth and germination energy must be at least 95%), the presence of pests and diseases, the level of litter field with weeds, etc. Under such conditions, the coefficient of variation of the placement of seeds V_s , as the characteristics of the uniformity of the intervals between them, will obviously deteriorate when the seedling (V_{sl}) are obtained.

Analysis of recent research results

The statistical index is the coefficient of variation, which is the ratio of the mean square deviation to the average arithmetic variation series (%), used by domestic and foreign researchers since the 70s of the last century to characterize the uniformity of intervals between seeds (V_s) or plants (V_{sl}) of sugar beets along the line.

Prof. Savich P.V. and Ph.D. Palamarchuk V.I. (All-Ukrainian Scientific Institute Of Breeding, Kyiv) first established the following coefficients depending on the different values of the field germination ability of seeds [1-3]:

$$V_{sl} = \sqrt{\frac{P - (1 - V_s)^2}{P}}$$

where P – field germination ability of the seed.

In articles by Makovetsky O. A. [4, 5] the mathematical dependence of the average mass of root crop from the value of the intervals to neighboring beets in the row of beets during the harvesting period is given for the first time (1978):

$$y = y_{\max} (1 - e^{-k\bar{l}}) (e^{-k\frac{l_1+l_2}{2}}),$$

$$\bar{l} = \frac{l_1+l_2}{2},$$

where l_1 — interval to the previous plant in a row;

l_2 — interval to the next plant in a row;

e — the basis of the natural logarithm;

k — rate of growth.

In 1985, Shapoval M.P. (AUSIB, Kyiv) found that the most uniform (18-20 cm spacing) plants were located in experimental variants, where the seed rate per 10-12 seed per 1 m row of plant density has been manually formed. The coefficient of variation of intervals between plants V_{sl} was 60% and 60,4% for the seed rate of 15-17 seeds and the descaling of USMP-5,4 seedlings, followed by manual checking [6].

Scientists of Russia [7-9] and Western European [10-12] also confirm that the uniform spreading of seeds and plants in rows significantly affects the productivity of sugar beets. With a significant uneven spreading of sugar beet plants before harvesting (the coefficient of variation of intervals between plants in the lines $V_{sl} \approx 90-100\%$), compared to the even spreading, the productivity of sugar beets may decrease by 18-20%. Therefore, increasing the uniformity of seed sowing and distribution of plants in rows is one of the important factors in increasing the productivity of sugar beet [9].

Summarization and analysis of the results of the experiments conducted allowed authors to obtain a simple and correct formula for calculating the value of V_{sl} [8]:

$$V_{sl} = \sqrt{1 - P_l \cdot 0,9}$$

where P_l — laboratory germination ability of the seed.

It was also established that the expected value of sugar beet yields can be determined by the formula [8, 12]:

$$R_{pp} = [0,95 (V_{sl} - 0,35) \cdot 0,4] \cdot 100 \%,$$

where R_{pp} — coefficient of realization of productivity

potential (root crop productivity).

Zenin L. S. proves that there is an average connection between seeding norm, laboratory and field germination ability of seeds and standing density, which allows determining the optimum seed rate for obtaining given density (close to 100-110 thousand pcs / ha) of standing density. There it the probability of obtaining seedlings (field germination ability of the seed) P depends on germination ability P_l and from the conditions affecting the appearance of seedlings [8].

In the book edited by prof. Dieter Shpaar [12] argues that, on average, under normal favorable conditions, from

100 seeds appear about 90 seedlings. In this case, field germination ability the seed $P \approx 0,9 P_l$. That is, if the seed norm N is known, then the expected number of seedlings Q_{sl} can be calculated:

$$Q_{sl} = N \cdot P$$

However, not all derived seedlings are stored in the future. For various reasons, about 10% of them rot. As a result, when seeding a certain norm of seed per hectare (N), the expected density of standing beet plants (G) can be determined by the formula:

$$G = N \cdot P_l \cdot 0,8$$

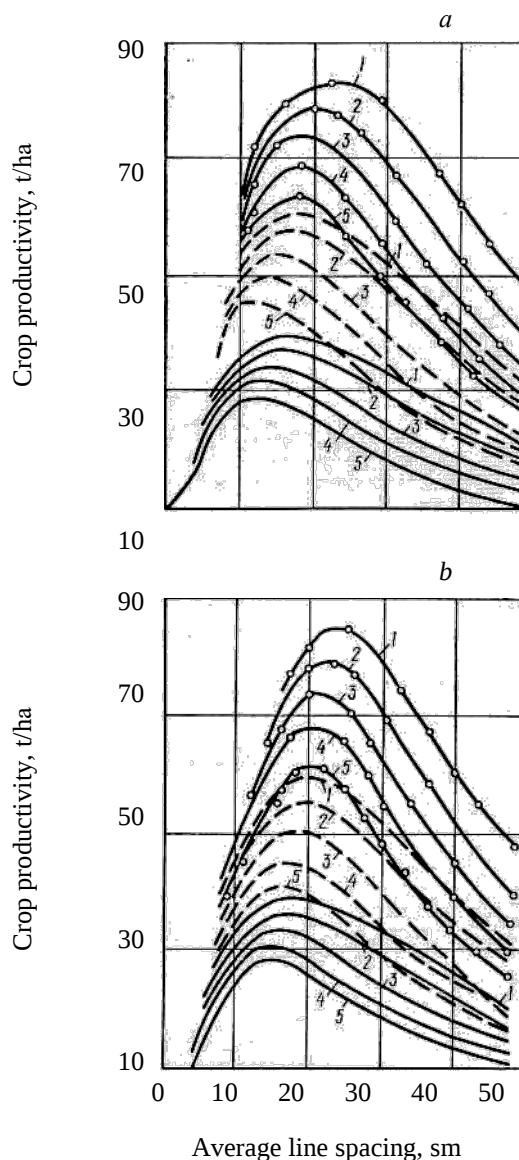


Fig. 1. Dependence of sugar beet crop productivity on density and uniformity of plant placement: a - after the formation of the density of planting; b - before harvesting; coefficient of variation of intervals: 1 - 25%; 2 - 50%; 3 to 75%; 4 to 100%; 5 to 125%; Root weights, g: — 500, - - 750, -°- 1000

Consequently, the analysis of the results of the well-known theoretical and experimental studies showed that the following formulas for determining the norm of seed

sowing, calculated on the final density of plant standing is [8]:

$$N = \frac{100}{P_1 \cdot 0,8}$$

The obtained mathematical dependence allows us to calculate the seed rate as a linear meter of a row, and per hectare for different widths of row spacings.

Among the papers on such subjects the Ph.D. work of V. M. Sinchenko [13] deserves the attention, where experimentally grounded and theoretically proved interrelation between the density of standing, the uniformity of plant (by the coefficient of variation) after the formation of the density of standing and before collection, the mass characteristics of the roots are obtained, which prove the significance of the effect of uniformity of spreading plants on the yield of root crops.

In particular, according to the results of studies of model crops V. M. Sinchenko at an average interval of 20-25 cm and reducing the coefficient of variation of intervals between plants from 50% to 25% increases the yield of root crops before harvesting at 4,7-5,3 t/ha [13] (Fig. 1).

However, the question of the dependence of the magnitude of the intervals between seeds from the type of seeding machine (mechanical or pneumatic) is not sufficiently studied.

Purpose of research

The purpose of the research is to detect the influence of the type of seeding machine of domestic and foreign beet seeders on the accuracy of the placement of sown seeds, and, consequently, plant seedlings, along the length of the line. The criterion for evaluation is a statistical index - the coefficient of variation.

Results of research

Unlike mechanical type seeders, the principle of the system of domestic pneumatic seed drills is that, similar to the Western European seeding machine, for example, seeders UPS-12 [14, 15] (the plant "Red Star") works on the principle of dilution of the air that is created in chambers of a fan that is driven from the tractor's power take-off shaft. The seed, located in the zone of the digging chamber of the seed disk, passing through the dilution zone, is sucked to its holes. Equipped with a mechanism for adjusting, the puller removes unnecessary seeds leaving only one on each disk aperture. With the help of the puller, each separated seed from seeding disk is transmitted to a chamber wheel, the outer diameter of which is larger than the diameter of the disc with apertures. The seed is transferred to the zone of atmospheric pressure, where it separates from the hole and falls into the furrow, previously created in the soil by drill coulter point. The velocity of the chamber wheel is coordinated with the speed of the unit so that during the laying of seeds in a narrow wedge-shaped seed box there was no impulse its sliding and galloping the bottom of the seedbed. Seeding system of pneumatic seeders reliably ensures single seizure of seed, putting them in the desired

interval, that is, the optimal accuracy of their placement in the line, even for sowing at high speed.

Comparative bench surveys were preceded by a study of a mechanical seeding machine and pneumatic with a mechanical drive of a seed disk. Seeds of various species (dragged, inlaid) were sown on a sticky tape that evenly moved, simulating the field. Of course, the pass was excluded. Measuring and calculating the average interval between seeds has been performed.

The results of research and long-term state tests conducted at UkrNIIPVT n. a. L. Pogorely showed that pneumatic seed drills, both foreign and domestic, provide higher uniformity of seedling placement along the line than the best among domestic seed drills SST-12V with mechanical sowing devices (Table 1-2).

The value of the coefficient of variation in the value of intervals between plants for each of the seedlings in terms of years is somewhat different because the conditions of sowing, operating modes of machines, the quality of their production, as well as the accuracy of technological adjustments in different years were uneven. Therefore, for the convenience of comparing seeders in relation to each of them, the average values of the coefficients of variation of intervals between plants are determined.

Table 1. Indicators of pneumatic seeders.

Indicators	Brands of seeders											
	"Multicorn"						SU-12					
Working speed, m/s	1,00	1,50	2,00	1,00	1,50	2,00	1,00	1,50	2,00	1,00	1,50	2,00
Estimated seeding rate, pcs/lm	8 - 10			12 - 14			8 - 10			12 - 14		
Average interval between plants, cm	13,7 11,4	12,4 12,1	15,3 13,8	9,4 8,8	10,9 14,9	10,4 12,1	12,4 13,7	12,8 13,0	13,5 12,9	9,4 10,7	10,9 11,2	11,2 12,6
Coefficients of variation, %	46,9 36,6	49,8 45,7	59,4 49,8	87,5 88,3	54,2 37,2	64,2 59,3	48,5 42,4	52,2 47,8	67,3 48,2	49,0 43,5	53,6 49,4	64,7 50,8
Type of seeding device	Pneumatic with mechanical drive of seed disk											

Table 2. Indicators of mechanical seeders.

Indicators	Brands of seeders					
	SST-12V					
Working speed, m/s	1,00	1,50	2,00	1,00	1,50	2,00
Estimated seeding rate, pcs/lm	8 - 10			12 - 14		
Average interval between plants, cm	10,7 12,3	13,3 14,7	13,5 14,8	11,5 10,8	10,7 9,3	10,2 10,6
Coefficients of variation, %	79,6 65,9	79,9 67,9	84,6 73,4	84,3 81,3	86,7 86,9	94,4 89,4
Type of seeding device	Mechanical					

Note. The numerator shows the data using ordinary inlaid seeds of 4,5-5,5 mm fraction, in the denominator - dragged seeds of the same fraction.

The value of the coefficient of variation of the interval between plants for each of the seeders in the

context of years is somewhat different in that the conditions for sowing, the operating modes of the machines, the quality of their manufacture, and the accuracy of technological adjustments in different years were not the same. Therefore, for the convenience of comparing the seeders, for each of them the averaged values of the coefficients of variation of the intervals between plants are determined.

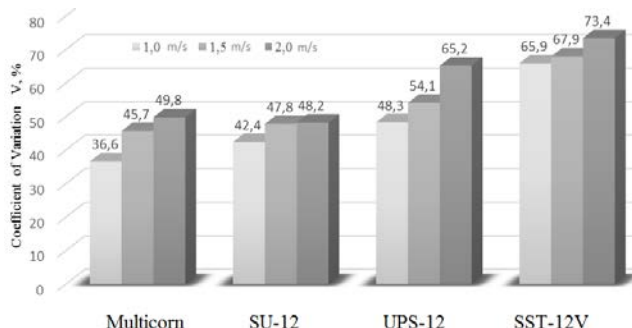


Fig. 2. Influence of the movement speed of seed drills with a seeding rate of 8-10 pcs/m by the value of the coefficient of variation of seedling placement (Fraction of dragged seed of 4,5-5,5 mm).

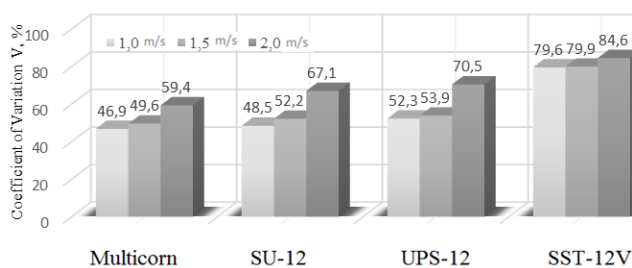


Fig. 3. Influence of the movement speed of seed drills with a seeding rate of 8-10 pcs/m by the value of the coefficient of variation of seedling placement (Fraction of inlaid seed of 4,5-5,5 mm).

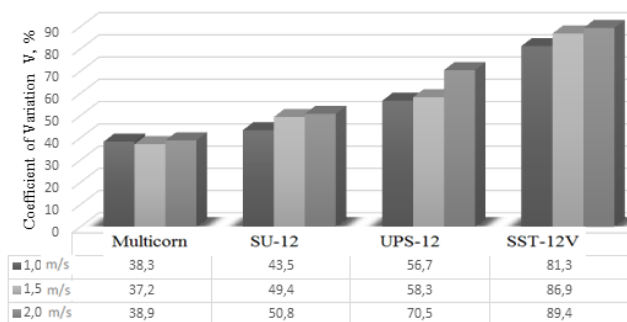


Fig. 4. Influence of the movement speed of seed drills with a seeding rate of 12-14 pcs/m by the value of the coefficient of variation of seedling placement (Fraction of dragged seed of 4,5-5,5 mm).

The average coefficient of variation V_{sl} of pneumatic seeders at the sowing of draggedseeds at a norm of 8-10 pcs/m is 49,1%, and SST-12V seeders – 69,2%, for sowing inlaid seeds, respectively, 56,7% and 81,4%.

It should be noted that the domestic pneumatic seeders SU-12 and UPS-12 are slightly inferior to the "reference" German seeders "Multicorn" by the coefficient. The coefficient of variation of intervals

between the seedlings of the named seeders on average was 48,6%, 53,9% and 41,9% [15].

Statistical processing of the obtained data showed that with an increase in the seed drill speed Y (1,0–2,0 m/s) and a seed rate N (5–11 pcs/m), the uniformity of seed placement in the soil along the length of the line worsens, and the dependence of from changes in stack layout (%) described by regression models [16]:

$$V_{sl} = a + a_1Y + a_2YN + a_3/Y,$$

or:

$$V_{sl} = 41,82Y + 0,89YN + 63,87/Y - 92,5, \% \text{ (dragged seeds, 3,5–4,5 mm fraction)};$$

$$V_{sl} = 41,69Y + 0,90YN + 63,45/Y - 94,1, \% \text{ (dragged seeds–4,5–5,5mm)};$$

$$V_{sl} = 41,20Y + 0,91YN + 63,02/Y - 87,2, \% \text{ (inlaid seeds– 3,5–4,5 mm)};$$

$$V_{sl} = 41,30Y + 0,90YN + 63,04/Y - 88,3, \% \text{ (inlaid seeds– 4,5–5,5mm)}.$$

The advantages of pneumatic seed drills are significant in the case of sowing of draggedseeds (Fig. 2, Fig. 4), but they were also found when sowing inlaid seeds (Fig. 3, Fig. 5), and both fractions 4,5-5,5 mm and fractions 3,5-4,5 mm.

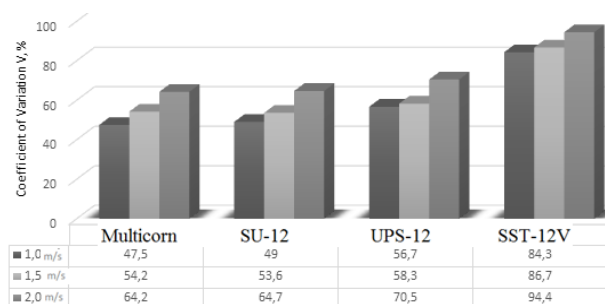


Fig. 5. Influence of the movement speed of seed drills with a seeding rate of 12-14 pcs/m by the value of the coefficient of variation of seedling placement (Fraction of inlaid seed of 4,5-5,5 mm).

Conclusions

A significant advantage in terms of the coefficient of variation of placement of shoots of sugar beet along the line in front of the mechanical type seeders (SST-12V, etc.) are pneumatic seeders of domestic (UPS-12, SU-12) and in particular, the German ("Multicorn") production (on average 49,1% (41,9% – in "Multicorn") against – 69,2%).

References

1. Savich, P. V., Palamarchuk, V. I. (1975). The relationship of seed distribution and placement of sugar beet. The mechanization and electrification of socialist agriculture. No 3. 13-16.
2. Palamarchuk, V. I. (1974). How to determine the accuracy of seeding. Sugar beet. No 2. 19-22.
3. Palamarchuk, V. I. (1987). Sowing on the final planting density. When is it possible? Sugar beet. No 3. 19-21.

4. *Makovetskiy, O. A.* (1978). Nature and influence degree of various sizes of intervals between plants in a row on the yield of sugar beet. Collection of scientific papers of the All-Ukrainian Scientific Institute of Breeding "Improving the technology of growing sugar beet and farming systems in the areas of beet-growing". 46-50.
5. *Makovetskiy, O. A.* (1983). Plant density and uniformity. Sugar beet. No 6. 13-14.
6. *Shapoval, N. P.* (1985). Uniform placement of plants and productivity of beets. Sugar beet. No 3. 24-25.
7. *Ma, S. A.* (1983). Calculation of optimal density and uniformity of placement of sugar beet plants. Mechanization and electrification of agriculture. No 6. 53-54.
8. *Zenin, L. S.* (2007). Precise sugar beet seeding. Sugar beet. No 4. 14-18.
9. *Kuryndin, A. V.* (2005). Improving the accuracy of sowing seeds of sugar beet seeder SST-12V Ph.D. Abstract Voronezh. 20.
10. *Diepenbrock, W., Fischbeck, G., Heyland, K.-U., Knauer, N.* (1999). Spezieller Pflanzenbau. 3. Aufl. 523.
11. *Brinkmann, W.* (2003). Zur Arbeitsqualitaet von Einzelkornsaegegeraeten und Zuck-erruebeerntemaschinen. Zucker 30. 396-404.
12. *Shpaar, D., Dreher, D., Kalens'ka, S., Zakharenko, A.* (2005). Sugar beets (growing, harvesting, storing). Kyiv. NNTS ÍAYe, 340.
13. *Sinchenko, V. M.* (2011). Management of the production process of sugar beet cultivation. Abstract Doc. of Agricultural Science, 40.
14. *Voytyuk, P. O., Volokha, M. P.* (2010). Production technology – as a scientific and technical product. Machinery and technology of agroindustrial complex. No 8 (11). 26-29.
15. *Volokha, M. P.* (2003). Benefits of the drill UPS-12. Sugar beet. No 3 (33). 22-23.
16. *Volokha, M. P.* (1999). Speed of the seeder, seed rate and seed placement accuracy. Sugar beet. No 3. 12-13.
7. *Ma, S. A.* Calculation of optimal density and uniformity of placement of sugar beet plants. 1983. P. 53–54.
8. *Zenin, L. S.* Precise sugar beet seeding. Sugar beet. 2007. No 4. P. 14–18.
9. *Kuryndin, A. V.* Improving the accuracy of sowing seeds of sugar beet seeder SST-12V Ph.D. Abstract Voronezh. 2005. 20 p.
10. *Diepenbrock, W., Fischbeck, G., Heyland, K.-U., Knauer, N.* Spezieller Pflanzenbau. 3. Aufl. 1999. 523 p.
11. *Brinkmann, W.* Zur Arbeitsqualitaet von Einzelkornsaegegeraeten und Zuck-erruebeerntemaschinen. Zucker 30. 2003. P. 396–404.
12. *Shpaar, D., Dreher, D., Kalens'ka, S., Zakharenko, A.* Sugar beets (growing, harvesting, storing). Kyiv. NNTS ÍAYe, 2005. 340 p.
13. *Sinchenko, V. M.* Management of the production process of sugar beet cultivation. Abstract Doc. of Agricultural Science, 2011. 40 p.
14. *Voytyuk, P. O., Volokha, M. P.* Production technology – as a scientific and technical product. Machinery and technology of agroindustrial complex. 2010. No 8 (11). P. 26–29.
15. *Volokha, M. P.* Benefits of the drill UPS-12. Sugar beet. 2003. No 3 (33). P. 22–23.
16. *Volokha, M. P.* Speed of the seeder, seed rate and seed placement accuracy. Sugar beet. 1999. No 3. P. 12–13.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПОКАЗНИКІВ РОЗМІЩЕННЯ СХОДІВ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ ДЛЯ ПОСІВУ НАСІННЯ МЕХАНІЧНИМИ І ПНЕВМАТИЧНИМИ СІВАЛКАМИ

М. П. Волоха

Анотація. Щільність постійного і рівномірного розподілу рослин по довжині лінійного основних факторів підвищення урожайності та вмісту цукру в цукрових буряках. Це доведено з 70-х років минулого століття у дослідженнях вітчизняних вчених Інституту біоенергетичних культур і цукрових буряків (Київ) і Всеросійського науково-дослідного інституту цукрових буряків і цукру (Рамонь, Воронезької області) і західно-європейських вчених.

Передумовою для рівномірності укладання буряків є забезпечення рівномірності інтервалів між посівні насіння, які в основному забезпечується двома факторами. Вони досконалість висівачий апарат і польову схожість насіння, як можна ближче до лабораторних умовах.

У 90-х, цукрових буряків посіяно в Україні в основному сівалки механічного типу ССТ-12А та модернізованих ССТ-12Б і ССТ-12В з розробленою УкрНДІСГОМ (Харків), Кіровоградський ПП та Інституту біоенергетичних культур і цукрових буряків і виробництва, ВАТ Червона Зірка (Кропивницький).

В ССТ-12В сівалка виконує гранульованих добрив одночасно з посівом. У комплексі з живильником ПОМ-630-1 він здійснює введення газу рідких комплексних добрив або інсектицидів в зоні ліній. Використання 18-рядна сівалка ССТ-18В порівняно з 12-ліній ССТ-12В дозволяє скоротити

Список літератури

1. *Savich, P. V., Palamarchuk, V. I.* The relationship of seed distribution and placement of sugar beet. The mechanization and electrification of socialist agriculture. 1975. No 3. P. 13–16.
2. *Palamarchuk, V. I.* How to determine the accuracy of seeding. Sugar beet. 1974. No 2. P. 19–22.
3. *Palamarchuk, V. I.* Sowing on the final planting density. When is it possible? Sugar beet. 1987. No 3. P. 19–21.
4. *Makovetskiy, O. A.* Nature and influence degree of various sizes of intervals between plants in a row on the yield of sugar beet. Collection of scientific papers of the All-Ukrainian Scientific Institute of Breeding "Improving the technology of growing sugar beet and farming systems in the areas of beet-growing". 1978. P. 46–50.
5. *Makovetskiy, O. A.* Plant density and uniformity. Sugar beet. 1983. No 6. P. 13–14.
6. *Shapoval, N. P.* Uniform placement of plants and productivity of beets. Sugar beet. 1985. No 3. P. 24–25.

строки посіву. Завдяки цим перевагам, на 18 ряду і ряду 24 дрилі були розроблені в Кіровоградській ЧКВ. Зараз такі висіву сівалки експортується в десятки зарубіжних країн.

Однак, найбільш поширеним на вітчизняних буряків сівалки механічні сівалки ССТ-12В в даний момент не витримує конкуренції з пневматичним тип дрилі Західної Європи та їх аналоги вітчизняного виробництва.

У статті представлені результати порівняльних польових експериментальних досліджень бурякової сівалки механічного та пневматичного типу на параметри сіялців точність розміщення.

Ключові слова: цукрові буряки, сівалка, насіння, норма висіву, сходи, розсада, коефіцієнт варіації, схожість.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАЗМЕЩЕНИЯ ВСХОДОВ САХАРНОЙ СВЕКЛЫ ДЛЯ ПОСЕВА СЕМЯН МЕХАНИЧЕСКИМИ И ПНЕВМАТИЧЕСКИМИ СЕЯЛКАМИ

М. П. Волоха

Аннотация. Плотность постоянного и равномерного распределения растений по длине линейного основных факторов повышения урожайности и содержания сахара в сахарной свекле. Это доказано с 70-х годов прошлого века в исследованиях отечественных ученых Института биоэнергетических культур и сахарной свеклы (г. Киев) и Всероссийского научно-исследовательского института сахарной свеклы и сахара (Рамонь, Воронежской области) и западно-европейских ученых.

Предпосылкой для равномерности укладки свеклы является обеспечение равномерности интервалов между посевными семенами, которые в основном обеспечиваются двумя факторами. Они совершенство высевающий аппарат и полевою всхожесть семян, как можно ближе к лабораторных условиях.

В 90-х, сахарной свеклы посеяно в Украине в основном сеялки механического типа ССТ-12А и модернизированных ССТ-12Б и ССТ-12В с разработанной UkrNDISGOM (Харьков), Кировоградский ИПК и Института биоэнергетических культур и сахарной свеклы и производства ОАО Червона Зирка (Кропивницького).

В ССТ-12В сеялка выполняет гранулированных удобрений одновременно с посевом. В комплексе с питателем пом-630-1 он осуществляет введение газа жидких комплексных удобрений или инсектицидов в зоне линий. Использование 18-рядная сеялка ССТ-18В по сравнению с 12-линия ССТ-12В позволяет сократить сроки посева. Благодаря этим преимуществам, на 18 ряду и 24 ряда дрели были разработаны в Кировоградской ЧКВ. Сейчас такие высева сеялки экспортируется в десятки зарубежных стран.

Однако, наиболее распространенным на отечественных свеклы сеялки механические сеялки ССТ-12В в данный момент не выдерживает

конкуренции с пневматическим тип дрели Западной Европы и их аналоги отечественного производства.

В статье представлены результаты сравнительных полевых экспериментальных исследований свекловичной сеялки механического и пневматического типа на параметры сеянцев точность размещения.

Ключевые слова: сахарная свекла, сеялка, семена, норма высева, рассада, коэффициент вариации, всхожесть.

УДК 631.1.004

РІШЕННЯ ЗАВДАННЯ РОЗПІЗНАВАННЯ СПОЛУЧЕНЬ ДЕФЕКТІВ АГРЕГАТІВ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА НА ОСНОВІ ШНМ

Д. Ю. Калініченко, І. Л. Роговський

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Кореспонденція авторів: irogovskii@ukr.net.

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

Бібл. 12, рис. 13, табл. 8.

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

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 [1].

Прогнозування виконують при безперервному контролі для визначення наробітку, протягом якого збережеться працездатний стан, а при періодичному контролі – для визначення моменту часу наступного технічного контролю [2].

Аналіз останніх досліджень

Процес технічного контролю несправностей складається з виявлення та локалізації дефектів у системі зернозбиральних комбайнів [3]. По мірі ускладнення технічних систем зернозбиральних комбайнів і зростання вимог до безпеки, надійності та

екологічності, технічний контроль несправностей стає все більш значущою процедурою [4]. Одним з прикладів є система технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів [5], де потрібна висока надійність [6] і працездатність [7], низький рівень викидів [8], крім того, технічний контроль сприяє підвищенню ефективності технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів [9].

Процес переходу від планово-попереджувальної системи до адаптивної [10] відбувається на тлі загальної тенденції до укрупнення раніше роздроблених аграрних підприємств. Даний процес [11], спирається на принципи концентрації, спеціалізації і кооперації виробництва, що є ефективним стимулятором росту промисловості будь-якої розвиненої суспільно-політичної системи.

Мета досліджень

Мета досліджень – узагальнити положення рішення завдання розпізнавання сполучень дефектів агрегатів зернозбирального комбайна на основі ШНМ в процесах технічного обслуговування самих комбайнів.

Результати досліджень

Важливим етапом експериментальних досліджень при використанні математичного апарату штучної нейронної мережі, є визначення обсягу навчальної вибірки для якісного навчання ШНМ. Недостатня кількість або протиріччя даних в навчальному наборі відібрається в великій кількості помилок при класифікації дефектів і розподілу агрегатів по КРР на етапі тестування.

На даний момент не існує узагальненого способу визначення необхідного числа прикладів для якісного навчання ШНМ, тому дана задача досі не має однозначного вирішення.

Виходячи з гіпотези, що для навчання адекватної моделі математичного апарату ШНМ досить кількості навчальних прикладів P , що дорівнює добутку числа нейронів вхідного і вихідного шарів отримаємо:

$$P = N_x \cdot N_y \quad (1)$$

де N_x – число нейронів вхідного шару; N_y – число нейронів вихідного шару.

На етапі експериментальних досліджень, побудова моделей штучних нейронних мереж здійснювалося в програмному забезпеченні Deductor Studio Academic 5.2. Вибір даного програмного продукту обумовлений тим, що він є одним з лідерів на ринку аналітичних платформ, який реалізує більшість сучасних підходів до аналізу та обробки даних.

Для побудови нейронної мережі використовувалися теоретичні розробки [5, 9, 12].

Рішення даного завдання буде виконуватися відповідно до розробленого алгоритму, блок-схема якого приведена на рис. 2.6, в рамках загальної методики дослідження.

Кожен контрольований параметр буде окремим нейроном у вхідному шарі ШНМ, а кожен можливий дефект певного вузла двигуна буде окремим нейроном у вихідному шарі ШНМ. Сукупність сигналів нейронів вихідного шару буде утворювати певне поєднання дефектів.

У рішеннях показано взаємозв'язки контрольованих параметрів основних вузлів двигунів зернозбиральних комбайнів, які брали участь в експериментальних дослідженнях, і виявляються за їх допомогою дефекти. Для підвищення якості навчання і точності розпізнавання, дефекти, що розпізнаються були згруповані по загальним діагностичним ознаками (параметрами). Результати наведені в таблиці 1.

Таблиця 1. Результати угруповання виявлених дефектів

Позначення	Найменування
1. Дефект циліндро-поршневої групи (ЦПГ)	
S ₁	Дефект канавки поршня під компресійне
S ₂	Дефект компресійного кільця
S ₃	Дефект спідниці поршня
S ₄	Дефект гільзи циліндра
2. Дефект кривошипно-шатунного механізму (КШМ)	
S ₅	Дефект шатунних шийок колінчастого вала
S ₆	Дефект корінних шийок колінчастого вала
S ₇	Дефект задньої корінної шийки
S ₈	Дефект верхньої головки шатуна
3. Дефект газорозподільного механізму (ГРМ)	
S ₉	Дефект стрижня клапана
S ₁₀	Дефект кулачків розподільного вала
S ₁₁	Дефект розподільних шестерень
S ₁₂	Дефект сидла клапана
S ₁₃	Дефект направляючих втулок стрижня
S ₁₄	Дефект опор розподільного вала

Розподіл прикладів між наборами даних для навчання і тестування ШНМ для основних ресурсних груп двигуна представлено на рис. 1.

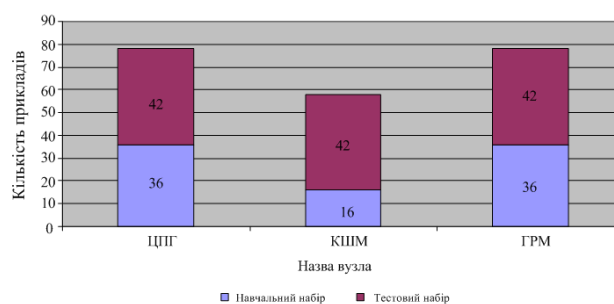


Рис. 1. Розподіл прикладів між навчальним і тестовим наборами.

Навчальні набори даних (РЦПГ, РКШМ, РГРМ) формувалися шляхом випадкових комбінацій базових наборів навчальних прикладів, які були складені на основі ССМ взаємозв'язку контрольованих параметрів.

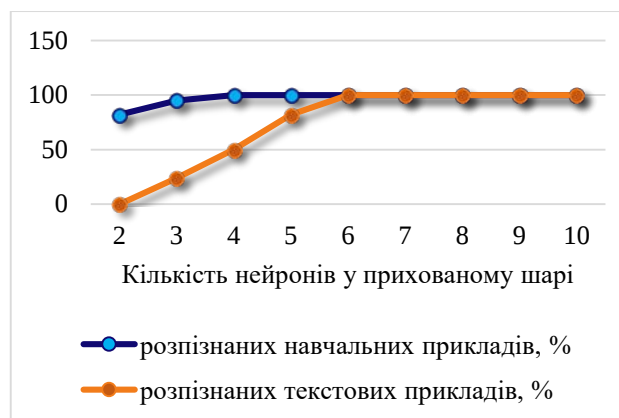


Рис. 2. Графік збіжності розпізнаних дефектів ЦПГ при навчанні і тестуванні ШНМ.



Рис. 3. Графік збіжності значень максимальної помилки розпізнавання дефектів ЦПГ при навчанні і тестуванні ШНМ.

Таблиця 2. Значення помилок при розпізнаванні поєднань дефектів ЦПГ в залежності від кількості нейронів в прихованому шарі.

L	Розпізнавання навчальних прикладів, %	Значення максимальної помилки при навчанні	Розпізнавання тестових прикладів, %	Значення максимальної помилки при тестуванні
2	82	0,016	0	0,178
3	95	0,006	24	0,069
4	100	0,000	50	0,054
5	100	0,000	82	0,033
6	100	0,000	100	0,022
7	100	0,000	100	0,006
8	100	0,000	100	0,015
9	100	0,000	100	0,018
10	100	0,000	100	0,020

Таблиця 3. Значення помилок при розпізнаванні поєднань дефектів КШМ в залежності від кількості нейронів в прихованому шарі.

L	Розпізнавання навчальних прикладів, %	Значення максимальної помилки при навчанні	Розпізнавання тестових прикладів, %	Значення максимальної помилки при тестуванні
2	86	0,012	32	0,048
3	100	0,000	75	0,029
4	100	0,000	100	0,016
5	100	0,000	100	0,004
6	100	0,000	100	0,006
7	100	0,000	100	0,010
8	100	0,000	100	0,014



Рис. 4. Графік збіжності розпізнаних дефектів КШМ при навчанні і тестуванні ШНМ

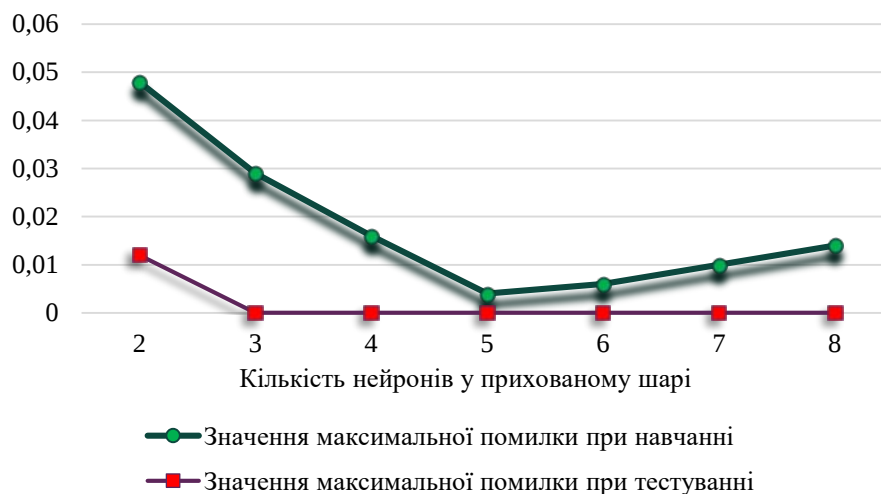


Рис. 5. Графік збіжності значень максимальної помилки розпізнавання дефектів КШМ при навчанні і тестуванні ШНМ.

Таблиця 4. Значення помилок при розпізнаванні поєднань дефектів ГРМ в залежності від кількості нейронів в прихованому шарі

L	Розпізнавання навчальних прикладів, %	Значення максимальної помилки при навчанні	Розпізнавання тестових прикладів, %	Значення максимальної помилки при тестуванні
2	84	0,022	0	0,179
3	100	0	28	0,082
4	100	0	56	0,045
5	100	0	94	0,031
6	100	0	100	0,018
7	100	0	100	0,008
8	100	0	100	0,014
9	100	0	100	0,016
10	100	0	100	0,021

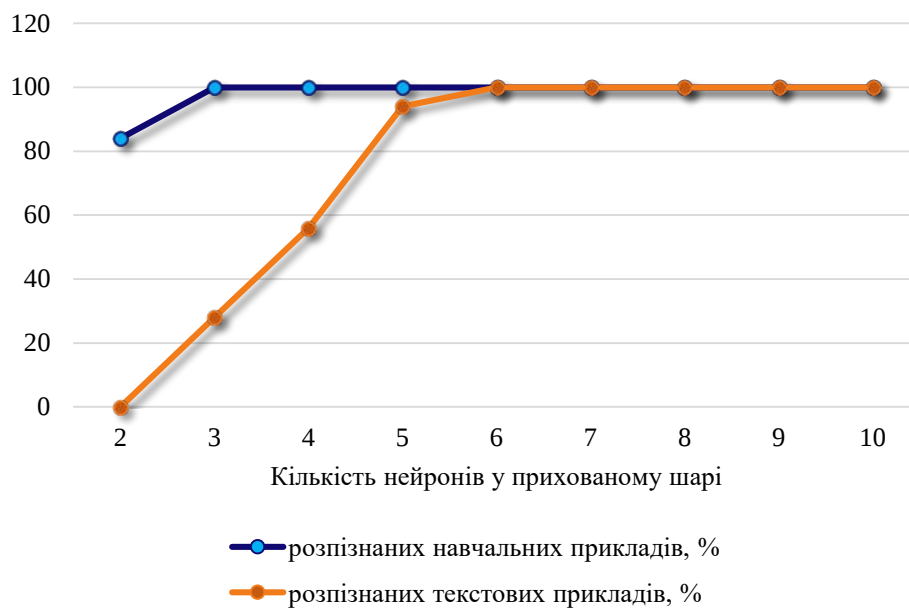


Рис. 6. Графік збіжності розпізнаних дефектів ГРМ при навчанні і тестуванні ШНМ.

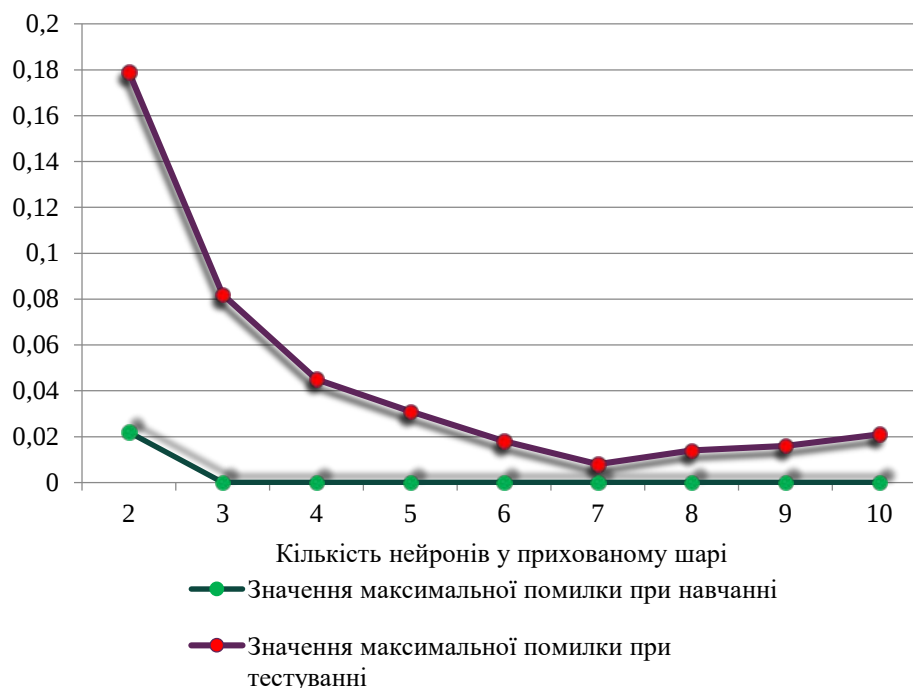


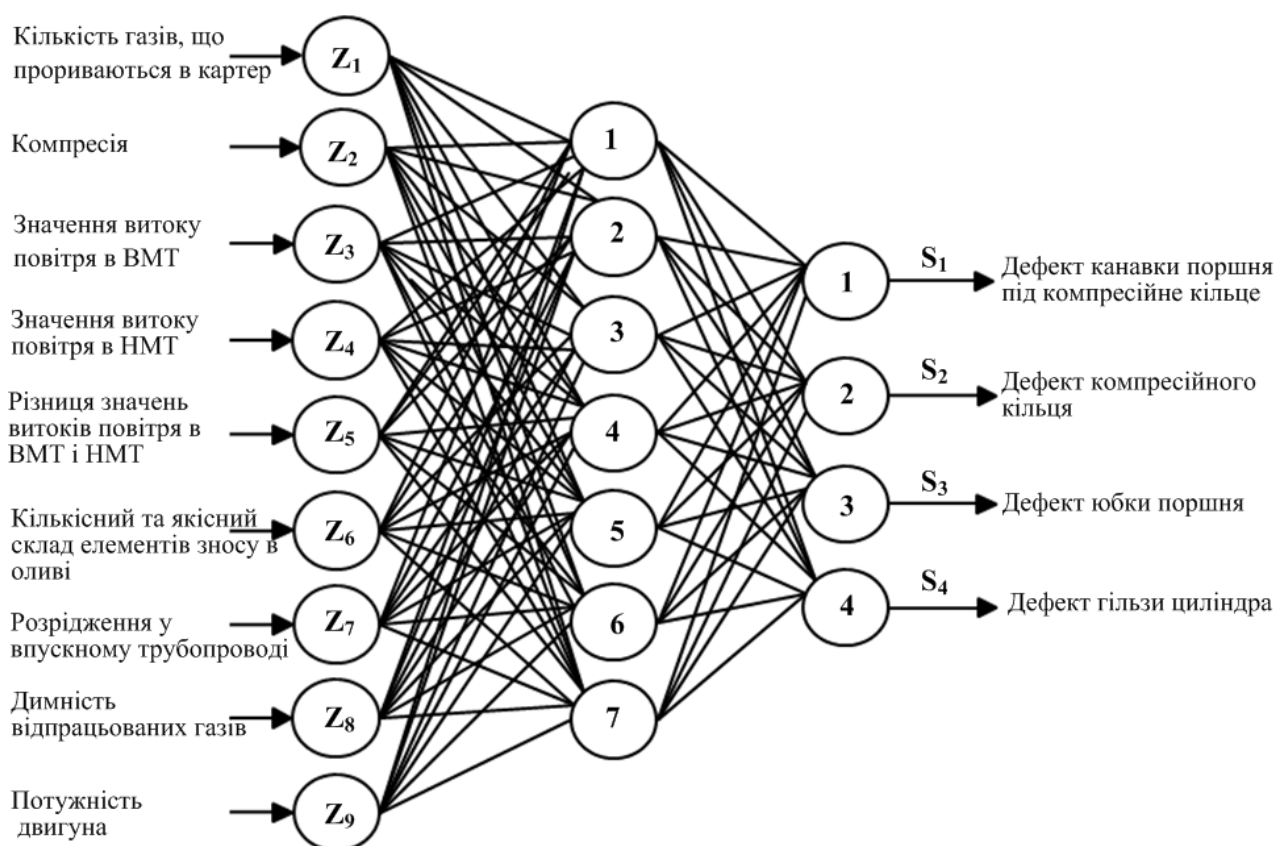
Рис. 7. Графік збіжності значень максимальної помилки розпізнавання дефектів ГРМ при навчанні і тестуванні ШНМ.

Таблиця 5. Результати визначення оптимального числа нейронів в прихованому шарі для завдання виявлення поєднань дефектів.

Найменування вузла	N_x	N_y	Обсяг навчальної вибірки	Максимальна кількість нейронів в прихованому шарі	Оптимальна кількість нейронів в прихованому шарі
ЦПГ	9	4	36	22	7
КШМ	4	4	16	23	5
ГРМ	6	6	36	46	7

Таблиця 6. Матриця поєднань дефектів для основних вузлів об'єкта досліджень.

№ двигуна	Поеднання дефектів													
	ЦПГ				КШМ				ГРМ					
1	S1,1	S1,2	S1,3	S1,4	S1,5	S1,6	S1,7	S1,8	S1,9	S1,10	S1,11	S1,12	S1,13	S1,14
2	S2,1	S2,2	S2,3	S2,4	S2,5	S2,6	S2,7	S2,8	S2,9	S2,10	S2,11	S2,12	S2,13	S2,14
3	S3,1	S3,2	S3,3	S3,4	S3,5	S3,6	S3,7	S3,8	S3,9	S3,10	S3,11	S3,12	S3,13	S3,14
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
N	SN,1	SN,2	SN,3	SN,4	SN,5	SN,6	SN,7	SN,8	SN,9	SN,10	SN,11	SN,12	SN,13	SN,14

**Рис. 8.** Граф-модель ШНМ для задачі розпізнавання дефектів ЦПГ.

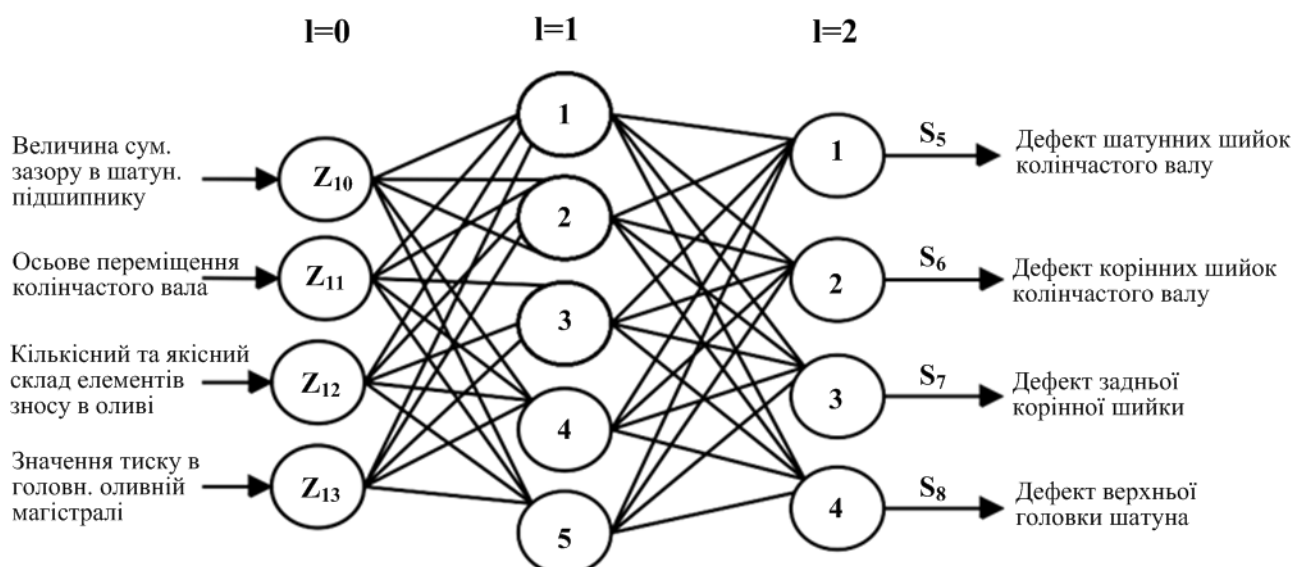


Рис. 9. Граф-модель ШНМ для задачі розпізнавання дефектів КШМ.

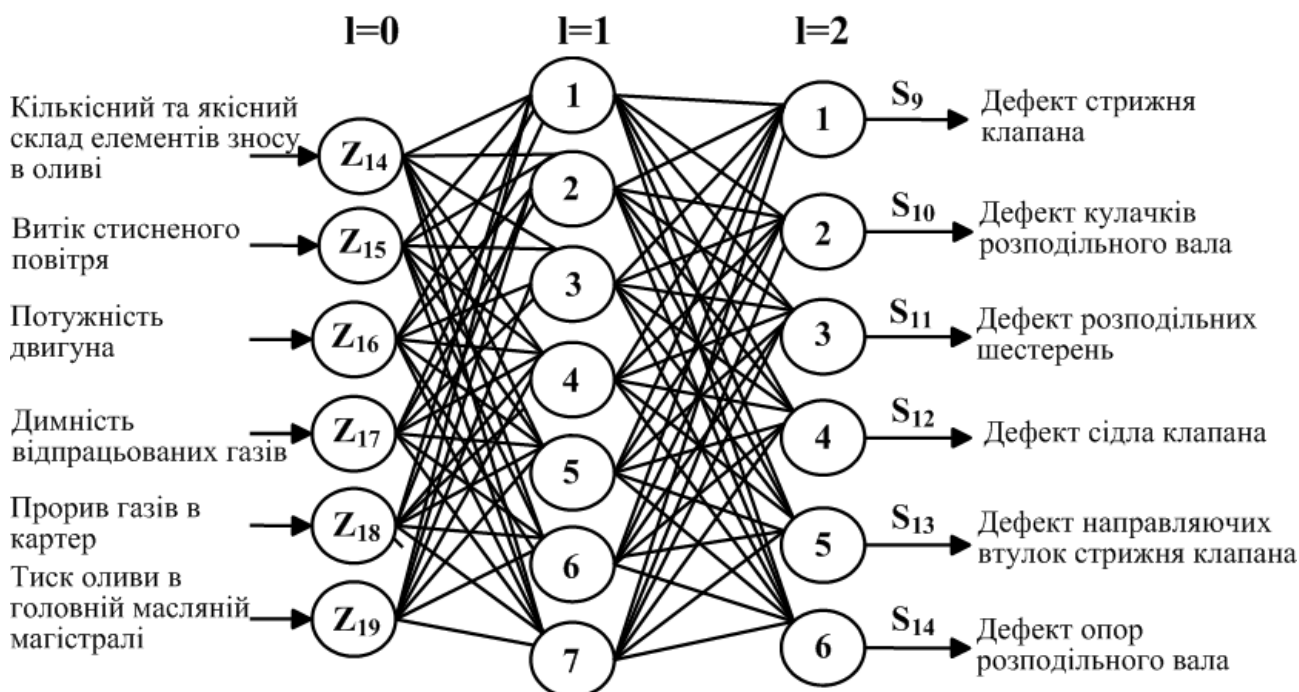


Рис. 10. Граф-модель отриманої ШНМ для задачі розпізнавання дефектів ГРМ.

На рис. 6, 8, 10, де представлені графіки збіжності значень максимальної помилки при розпізнаванні дефектів, наочно показано, що умова цільової функції $\varepsilon \rightarrow \min$ виконується при $L=7$ для ЦПГ; для КШМ при $L=5$; для ГРМ при $L=7$.

Отримані результати представлені у зведених таблиці 5, де число нейронів вхідного шару (N_x) дорівнює кількості контрольованих параметрів, а число нейронів вихідного шару (N_y) – кількості можливих дефектів.

Отримання поєднання виявлених дефектів двигунів використовувалися в якості тестового набору даних при вирішенні наступного завдання, розподіл агрегатів ремонтного фонду по КРР, згідно блок-схеми алгоритму на рис. 7, в рамках загальної методики досліджень.

Дані результати також представлені на рис. 11, рис. 12 і рис. 13 у вигляді побудованих граф-моделей штучних нейронних мереж.

Таким чином, отримані поєднання дефектів для основних ресурсних груп двигуна формують матрицю, загальний вигляд якої наведено в таблиці 6.

В результаті тестування побудованої моделі ШНМ на основі даних отриманих в реальних виробничих умовах, було сформовано 42 (за кількістю двигунів беруть участь в експериментальних дослідженнях) поєднання дефектів основних ресурсних груп (ЦПГ, КШМ, ГРМ), які були занесені в базу даних DB2.

Навчальний набір даних для поточного завдання було сформовано на основі вибірових поєднань з РЦПГ, РКШМ, РГРМ, яким був призначений певний технологічний маршрут, ґрунтуючись на висновках

про оптимальність числа і складу КРР, і згідно з критерієм розподілу по КРР. Обсяг навчальної вибірки був складений виходячи з гіпотези.

Кожен можливий дефект, з сукупності дефектів всіх основних вузлів об'єкта досліджень, буде окремим нейроном вхідного шару штучної нейронної мережі.

Таблиця 7. Значення помилок при розподілі двигунів по технологічних маршрутах в залежності від розпізнаних поєднань дефектів основних вузлів.

L	Розпізнавання навчальних прикладів, %	Значення максимальної помилки при навчанні	Розпізнавання тестових прикладів, %	Значення максимальної помилки при тестуванні
2	46	0,093	0	0,3889
3	63	0,052	12	0,2152
4	87	0,026	44	0,0925
5	95	0,014	66	0,0681
6	100	0,000	85	0,0398
7	100	0,000	100	0,0238
8	100	0,000	100	0,0144
9	100	0,000	100	0,0056
10	100	0,000	100	0,0091
11	100	0,000	100	0,017
12	100	0,000	100	0,026

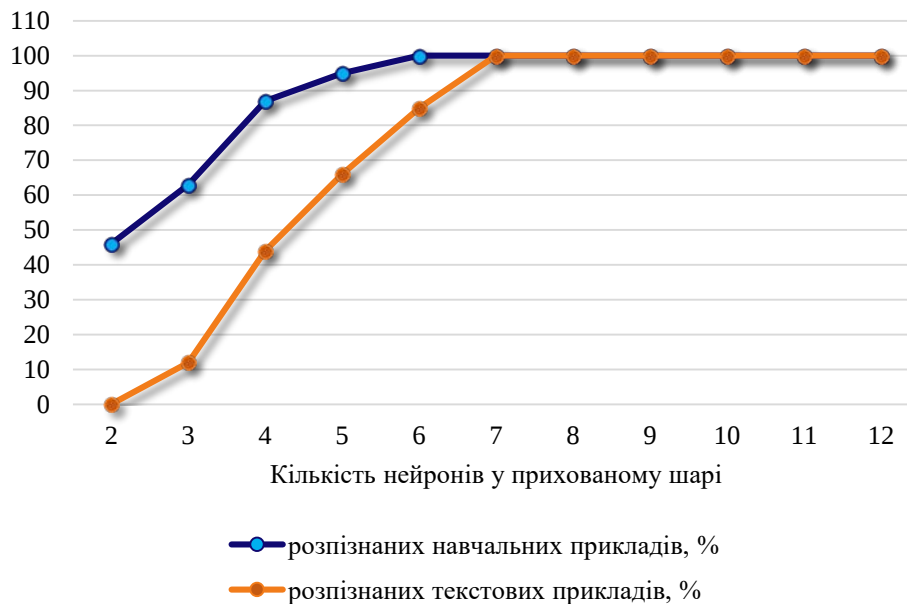


Рис. 11. Графік збіжності розпізнаних дефектів двигунів по КРР при навчанні і тестуванні ШНМ.

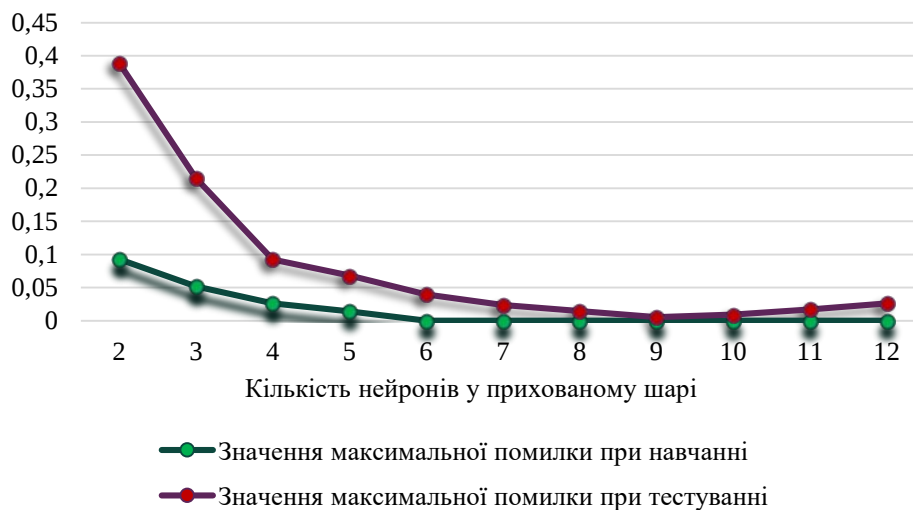


Рис. 12. Графік збіжності значень максимальної помилки при розподілі двигунів по КРР при навчанні і тестуванні ШНМ.

Кожен нейрон вихідного шару буде відповідати певному КРР, яким будуть привласнені сигнали 0 або 1 відповідно, в залежності від виявленої приналежності поєднань дефектів до того чи іншого КРР.

Отримані результати роботи алгоритму розподілу агрегатів ремонтного фонду по КРР в залежності від розпізнаних поєднань дефектів основних вузлів представлені в таблиці 7, а також у вигляді графіків на рис. 11, рис. 12.

Таблиця 8 містить результати визначення оптимальної кількості нейронів в прихованому шарі для даного завдання, виявлені методом ітераційного нарощування числа нейронів згідно з алгоритмом на рис. 7.

Отримані результати також представлені на рис. 13 у вигляді побудованої граф-моделі штучної нейронної мережі.

У таблиці 3.8 кількість нейронів вхідного шару (N_x) дорівнює числу дефектів (згідно з таблицею 1), що утворюють поєднання, всіх вузлів об'єкта досліджень, а число нейронів вихідного шару (N_y) – кількості комплексів ремонтних робіт, між якими будуть розподілятися агрегати ремонтного фонду в залежності від виявлених сполучень дефектів.

Таким чином, за результатами тестування побудованої моделі ШНМ для вирішення поточної задачі, всі агрегати (на прикладі двигунів) були успішно розподілені по технологічних маршрутах ремонту, в залежності від розпізнаних поєднань дефектів.

Тестові набори були сформовані на основі отриманих експериментальним шляхом (в реальних виробничих умовах на етапі передремонтного діагностування двигунів) значень даних параметрів.

Таблиця 8. Результати визначення оптимального числа нейронів в прихованому шарі для завдання розподілу двигунів по КРР.

Найменування вузла	N_x	N_y	Обсяг навчальної вибірки	Максимальна кількість нейронів в прихованому шарі	Оптимальна кількість нейронів в прихованому шарі
Сукупність вузлів (ЦПГ, КШМ, ГРМ)	14	4	56	21	9

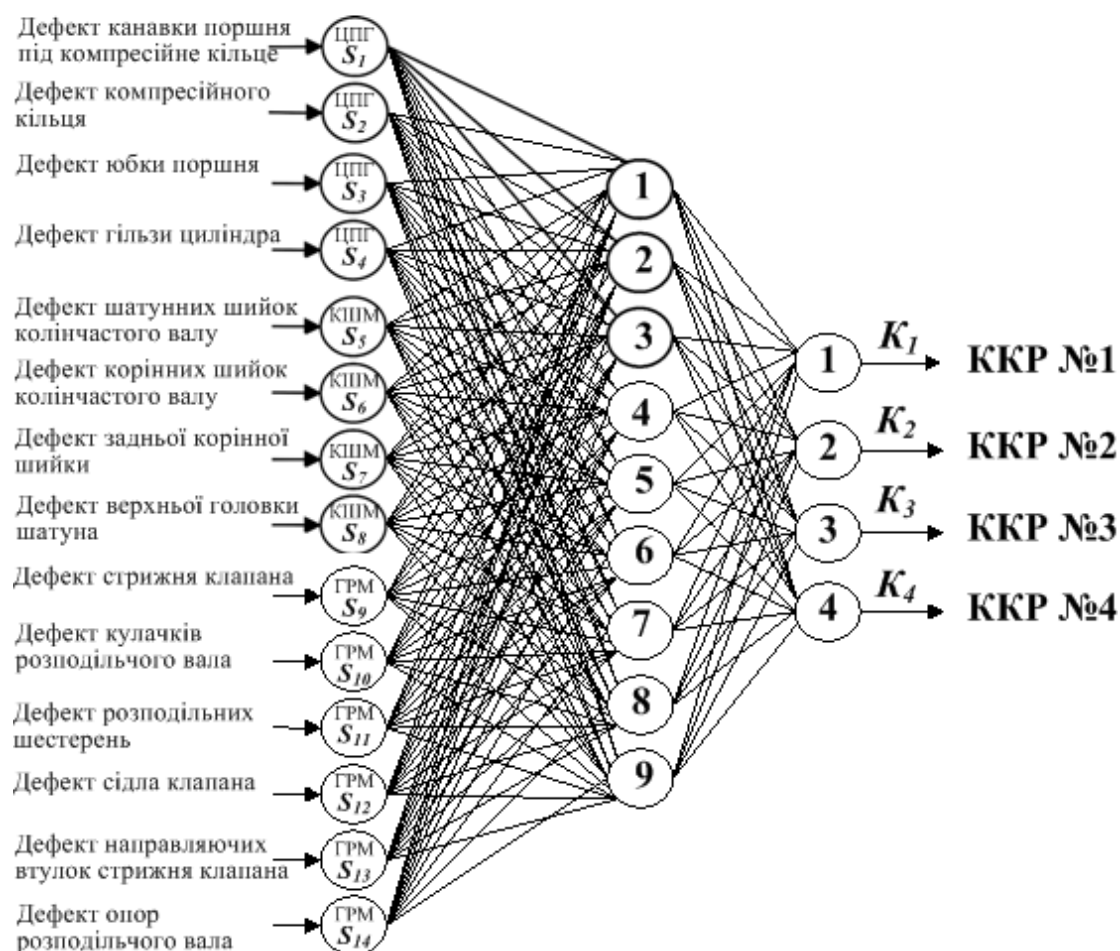


Рис. 3.13. Граф-модель ШНМ для завдання розподілу агрегатів по КРР.

Для розглянутих вузлів двигуна процентне значення тестового набору більше 50% від загального числа прикладів, що є більш ніж достатнім (розмір тестової вибірки зазвичай приймається рівним 10...25% від загального числа прикладів) для перевірки адекватності побудованої моделі та якості навчання.

Отримані результати роботи алгоритму розпізнавання сполучень дефектів для кожного вузла двигуна методом ітераційного нарощування числа нейронів в прихованому шарі наведені в таблицях 2, 3 і 4, де L – число нейронів в прихованому шарі, а також представлені у вигляді графіків на рис. 2 – рис. 6.

Висновки

1. Побудову структурно-слідчих моделей взаємозв'язків контрольованих параметрів для основних ресурсних груп двигуна зернозбирального комбайна здійснювалася на основі його конструкторської документації та інформації про функціонування його окремих механізмів і підсистем. Розроблені ССМ дозволили оцінити його технічний стан на етапах передремонтного діагностування і операційного контролю (передремонтне діагностування) при проведенні експериментальних досліджень.

2. Із залученням апарату регресійно-кореляційного аналізу і методів перевірки статистичних гіпотез сформована раціональна сукупність діагностичних параметрів для ефективної оцінки технічного стану об'єкта дослідження.

3. Із графіків збіжності розпізнаних дефектів і графіка збіжності розподілу ремонтного фонду по КРР видно, що всі приклади з навчальних і тестових вибірок були повністю розпізнані, що говорить про адекватність побудованих моделей ШНМ, а також про вірність висунутої гіпотези щодо необхідного обсягу навчальної вибірки.

4. На графіках збіжності максимальної помилки при навчанні та тестуванні чітко виділяється оптимум цільової функції $\varepsilon \rightarrow \min$. Подальше підвищення функції помилки ε каже про перевантаженість структури ШНМ зайвою кількістю нейронів в прихованому шарі.

5. Обраний програмний продукт Deductor Studio Academic 5.2 дозволив побудувати моделі ШНМ в рамках обробки експериментальних даних, однак дане програмне забезпечення (ПЗ) не здатне повністю охопити розроблену методику, яка представлена на рис. 6 і рис. 7, що говорить про необхідність розробки оригінального програмного забезпечення, яке буде базою для організації автоматизованого робочого місця (АРМ) оператора-діагноста.

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. ТЕКА. 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. ТЕКА. 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-діагноста зернозбирального комбайна. Machinery & Energetics. Kyiv. 2018, Vol. 9, No 3. С. 155–160.

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 3. 155-160.

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ РАСПОЗНАВАНИЯ СОЧЕТАНИЙ ДЕФЕКТОВ АГРЕГАТОВ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА НА ОСНОВЕ ИНС

Д. Ю. Калініченко, І. Л. Роговський

Аннотация. В основе технического обслуживания зерноуборочных комбайнов за 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.

SOLUTION TO PROBLEM OF RECOGNITION OF COMBINATIONS OF DEFECT AGGREGATES COMBINE HARVESTER ON BASIS OF INS

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 aggregates. 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.

Зміст

1. Академік П.М. Василенко і діяльність кафедри невіддільні від славетної історії університету <i>Д. Г. Войтюк, Ю. О. Гуменюк</i>	5-13
2. Синхронні та несинхронні різьбові з'єднання сільськогосподарської техніки <i>Я. М. Михайлович, А. М. Рубець</i>	15-19
3. Обґрунтування термінів ремонтних робіт та прогнозування строків служби контактів розбірного типу за умов неповноти вихідної інформації <i>В. В. Козирський, І. П. Ткачук, С. М. Волошин, І. І. Слушній</i>	21-25
4. Енергоефективні системи керування складними біотехнічними об'єктами <i>В. П. Лисенко, В. М. Решетюк, К. В. Наконечна</i>	27-31
5. Аналітичне визначення характеристик силових струминних елементів автоматизованих висівних систем <i>В. В. Аулін, М. І. Черновол, А. О. Панков</i>	33-38
6. Моделювання та аналіз хвиль скінченної амплітуди у м'яких ґрунтах сільськогосподарського призначення при їх взаємодії з робочими органами ґрунтообробних машин вібраційно-хвильової дії <i>Д. Г. Войтюк, Ю. О. Гуменюк, Ю. В. Човнюк</i>	39-43
7. Динамічний аналіз роликів формувальної установки з урахуванням дисипативних властивостей врівноваженого приводного механізму <i>В. С. Ловейкін, К. І. Почка, Ю. О. Ромасевич, Ю. В. Ловейкін</i>	45-58
8. Мобільні роботи для плодоовочевих господарств <i>Ю. М. Кузнєцов, М. М. Поліщук</i>	59-64
9. Удосконалення процесів місцевизначеної сівби зернових культур <i>Л. В. Аніскевич</i>	65-70
10. Уточнення стану та обсягів врожаю за допомогою безпілотних літальних апаратів <i>С. А. Шворов, Н. А. Пасічник, О. О. Опришко, Д. С. Комарчук, К. В. Ковтун</i>	71-76
11. Аналіз перехідних процесів в системах з нелінійними елементами <i>Є. І. Калінін</i>	77-81
12. Процес охолодження у зернохосовищі при зберіганні зернової продукції з подальшою реалізацією у виробництві <i>С. В. Кюрчев</i>	83-90
13. Моделювання процесу очищення пресової касторової олії методом флотації <i>В. В. Дідур, В. А. Дідур, І. П. Назаренко, О. П. Назарова, О. В. Діденко</i>	91-96
14. Узагальнена математична модель надійності системи «людина-машина» при зниженні ефективності її роботи <i>А. І. Бойко, А. В. Новицький</i>	97-101
15. Аналіз впливу параметрів молотильного апарату зернозбирального комбайна на процес обмолоту зернових культур <i>С. В. Смолінський</i>	103-107
16. Спеціальний електрогідролічний розподільник <i>М. І. Стаднік, М. І. Іванов, О. О. Моторна, О. М. Переяславський</i>	109-112
17. Експериментальні дослідження процесу розділення насіння соняшнику під дією повітряного потоку <i>Е. Б. Алієв</i>	113-116

18. Шляхи визначення просторової неоднорідності ґрунтового покриття сільськогосподарських угідь <i>В. М. Стародубцев, Ю. О. Росамаха, С. І. Пастушенко, Р. М. Басараб, Д. С. Комарчук</i>	117-122
19. Застосування дизельного біопалива в національній економіці <i>В. М. Поліщук, С. М. Голопура, В. Р. Белецький, Г. Р. Стіранкевич</i>	123-127
20. Вплив температури робочої рідини на статичні характеристики регульованих аксіальних роторнопоршневих насосів типу PVC1 <i>В. П. Закревський</i>	129-134
21. Забезпечення процесів приготування та роздавання кормів для ВРХ на сімейних фермах <i>В. С. Хмельовський</i>	135-139
22. Моделювання роботи доїльного апарата з колектором адаптивного доїння <i>О. С. Гаврильченко, О. В. Мицик</i>	141-145
23. Оцінка ризику для здоров'я населення від викидів шкідливих речовин агропромисловим комплексом <i>М. В. Семененко</i>	147-151
24. Дослідження показників розміщення сходів цукрових буряків для посіву насіння механічними і пневматичними сівалками <i>М. П. Волоха</i>	153-158
25. Рішення завдання розпізнавання сполучень дефектів агрегатів зернозбирального комбайна на основі ШНМ <i>Д. Ю. Калініченко, І. Л. Роговський</i>	159-168

Contents

1. Academician P. M. Vasilenko and activity of department is inseparable from glorious history of university Voytyuk D. G., Gumenyuk Yu. O.	5-13
2. Synchronous and non-synchronous threaded joints of agricultural machinery Mykhaylovych Ya. M., Rubets A. M.	15-19
3. Dynamic control by contact task in powered electric contacts with use shape memory alloys Kozyrskyi V. V., Tkachuk I. P., Voloshin S. M., Slushnyi I. I.	21-25
4. Energy efficient control of complex biotech of objects Lysenko V. P., Reshetyuk V. M., Nakonechna K. V.	27-31
5. Analytical determination of power characteristics of ink-jet elements of automated metering systems Aulin V. V., Chernovol M. I., Pankov A. O.	33-38
6. Modeling and analysis of finite-amplitude waves in soft soils for agricultural purposes in their interaction with working bodies of tillage machines vibration-wave impact Voytyuk D. G., Gumeniuk Yu. O., Chovnyuk Yu. V.	39-43
7. Dynamic analysis of roller molding installation taking into account dissipative properties balanced drive mechanism Lovejkin V. S., Pochka K. I., Romasevich Yu. O., Loveikin J. V.	45-58
8. Mobile robots for fruit and vegetable farms Kuznetsov Yu. N., Polishchuk M. N.	59-64
9. Improving the processes of site-specific seeding of grain cultures Aniskevych L. V.	65-70
10. Determination of state and oils in call for thanks safe little apparatus Shvorov S. A., Pasichnik N. A., Opryshko O. O., Komarchuk D. S., Kovtun K. V.	71-76
11. Analysis of transient processes in systems with nonlinear elements Kalinin Ye. I.	77-81
12. Process of cooling in granary when storing grain products followed by sale in production Kiurchev S. V.	83-90
13. Modeling of process of purification press castor oil by flotation method Didur V. V., Didur V. A., Nazarenko I. P., Nazarova O. P., Didenko O. V.	91-96
14. Mathematical model of reliability of human-machine system under reduced efficiency of its work is generalized Boyko A. I., Novitskiy A. V.	97-101
15. Analysis of influence of parameters of threshing apparatus of combine harvester on process of threshing grain Smolinskyi S. V.	103-107
16. Special electrohydraulic directional control valve Stadnik N. I., Ivanon N. I., Motornaia O. A., Pereyaslavskiy A. N.	109-112
17. Experimental research of process of separation of sunflower seeds under action of air flow Aliyev E. B.	113-116
18. Way of determining spatial heterogeneity of soil cover of agricultural land Starodubtsev V. M., Rosamaha Yu. O., Pastushenko S. I., Basarab R. M., Komarchuk D. S.	117-122

19. National-economy application of diesel biofuels <i>Polishchuk V. M., Golopura S. M., Biletskii V. R., Styrankivych G. R.</i>	123-127
20. Effect of working fluid temperature on variable displacement axial piston PVC1 type pump flow rate characteristics <i>Zakrevskyy V. P.</i>	129-134
21. Providing processes for preparation and development of cats for forestry on family families <i>Khmelovskiy V. S.</i>	135-139
22. Modeling work of doelle apparatus with adaptive daily assets <i>Gavrilchenko O. S., Mytsyk O. V.</i>	141-145
23. Assessment of risk to human health from harmful emissions of agro-industrial complex <i>Semenenko M. V.</i>	147-151
24. Research of indexes of placement of seedlings of sugar beet for sowing seeds by mechanical and pneumatic seeders <i>Volokha M. P.</i>	153-158
25. Solution to problem of recognition of combinations of defect aggregates combine harvester on basis of INS <i>Kalinichenko D. Yu., Rogovskii I. L.</i>	159-168

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

№ 3

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 26.09.2018
Формат 60×84/16
Наклад 100 прим.

Підписано до друку 26.09.2018
Папір офсетний.
Зам. № 9421 від 26.09.2018

Редакційно-видавничий відділ НУБіП України
03041, Київ, пров. Сільськогосподарський, 4.
т. 527-80-49