

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ,  
МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ

ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

# СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

*ЗБІРНИК НАУКОВИХ СТАТЕЙ*

*Випуск 21*

*Том II*

Редакційно-видавничий відділ Луцького НТУ

Луцьк 2011

УДК 631.3.001

Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 21.– Том II. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2011. – 296 с.

Рекомендовано до друку Вченою радою Луцького національного технічного університету, протокол № 9 від 28.04.2011 р.

У даній збірник включено статті з сільськогосподарської техніки. Наведено дослідження зернозбиральних машин, машин і процесів збирання та первинної переробки льону, добування та зневоднення сапропелю. Розглянуто і багато інших питань.

Збірник розрахований на наукових працівників.

В настоящий сборник включены статьи по сельскохозяйственной технике. Приведены исследования зерноуборочных машин, машин и процессов уборки и первичной переработки льна, добычи и удаления влаги из сапропеля. Рассмотрены и многие другие вопросы.

Сборник рассчитан на научных работников.

Редакційна колегія: д.т.н., проф., Заслужений діяч науки і техніки, акад. ІАУ Г.А. Хайліс (відповід. ред.); д.т.н., проф., акад. АНУ В.В. Божидарнік; д.т.н., проф. В.Ф. Дідух (заст. відповід. ред.); д.т.н., проф., акад. ІАУ Б.М. Гевко; д.т.н., проф. Р.М. Рогатинський; д.т.н., проф. В.І. Шваб'юк; д.т.н., проф. С.І. Пустюльга; д.т.н., проф. В.П. Ковбаса; д.с–г.н., проф. М.Й. Шевчук; д.т.н, проф. О.О. Налобіна; к.т.н., доц. С.Ф. Юхимчук; к.т.н., доц. І.Є. Цизь (відповід. секретар); к.т.н., доц. М.М. Толстушко; к.т.н., доц. Р.В. Кірчук.

© Луцький національний технічний університет, 2011  
(Свідоцтво про держреєстрацію КВ №15902–4374 ПР  
від 13.11.2009 р.)

УДК 630.232

© С.І. Овсянніков, к.т.н., В.С. Біланін  
Харківський національний технічний університет сільського  
господарства ім. П. Василенка

## **МЕТОДИ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПІДГОТОВКИ НАСІННЯ СОСНИ ЗВИЧАЙНОЇ**

*Розроблені і проаналізовані методи та засоби механічного і гідравлічного відокремлення крила насіння шпилькових лісових культур та представлені результати експериментальних досліджень опробування даних методів.*

### **МЕТОД, ОБЛАДНАННЯ, СОСНА, НАСІННЯ, ПІДГОТОВКА.**

**Постановка проблеми.** Державна програма "Ліси України до 2015 р." передбачає створення нових лісових насаджень на площі 300 тис. га та відтворення лісів на площі 370 тис. га [1]. Для покращення якості вирощуваної деревини використовують насіння від "плюсових" дерев. Враховуючи, що врожайність насіння з року в рік не однакова, виникає необхідність в створенні запасів якісного лісового насіння на декілька років.

Найбільш поширеними культурами в Україні серед листяних є дуби, а серед шпилькових – сосна звичайна, загальна площа яких приблизно однакова. Якщо жолуді дубів зберігаються нетривалий час, зазвичай до весни, то насіння шпилькових можна зберігати при належній підготовці декілька років. Підготовка насіння шпилькових до зберігання полягає у відокремленні крила від насіння, очистці від сміття, сортуванні за розміром та щільністю, висушуванні до вологості 5–7%, пакуванні у герметичну тару [5]. За таких умов насіння зберігається декілька років і не втрачає здатності до проростання.

На сьогоднішній день підготовка насіння шпилькових культур, зокрема сосни звичайної, здійснюється здебільшого ручним способом (окрім видалення крилатки у шишкосушарках), бо існуюча машина МОС–1 не завантажується в умова лігоспів на повну потужність і її використання становиться економічно недоцільним. Зазвичай крилатку перетирають вручну скрізь сито з круглими отворами або гофрованою поверхнею і перевіряють потоком повітря. При цьому їде розділення суміші за щільністю і вагою, але не має чітких меж між фракціями. Тому провіяні фракції містять значну кількість пустого і напівпорожнього насіння, домішок від шишок, хвої та смоли. Також при ручній обробці руйнується оболонка насіння, скрізь тріщини до

ядра потрапляють збудники захворювань та грибки, що погіршує якість насіння та в подальшому й посадкового матеріалу.

Тому **метою роботи** є розробка методів і засобів механізації для підготовки якісного насіння шпилькових порід на прикладі насіння сосни звичайної.

**Мета дослідження** полягає у розробці методу і обладнання для механічного відокремлення крила та розділення суміші на фракції у повітряному каналі та методу відокремлення крила при зволоженні та відокремленні якісного насіння в рідині.

**Результати дослідження.** На кафедрі системотехніки і технологій лісового комплексу ХНТУСГ розроблена конструкція, виготовлена і випробувана лабораторна установка для відокремлення крила насіння шпилькових порід та розділення суміші в повітряному каналі (рис. 1), яка складається з камери відокремлення 1, повітряного каналу 2, механізму привода 3 і двох вентиляторів 4 і 5.

Крилатка засипається в бункер 6 і потрапляє до камери 1, де насіння м'якими щітками притискається до кільцевого сита з круглими отворами. Під час потрапляння насіння в отвір сита, щітка обламує крило і насіння просипається на скатну дошку, в нижній частині якої підхоплюється потоком повітря, що створює вентилятор 4, і переміщується в повітряний канал 2. Канал має дві камери, розділених перегородкою приблизно посередині камери. Важке насіння осаджується в першій камері, більш легке – у другій, а легке сміття, порожнє та напівпусте насіння видувається вентилятором 5 до фільтра. Для відокремлення піску і часток ґрунту в нижній частині скатній дошки встановлено решето з отворами  $\varnothing 2$  мм.

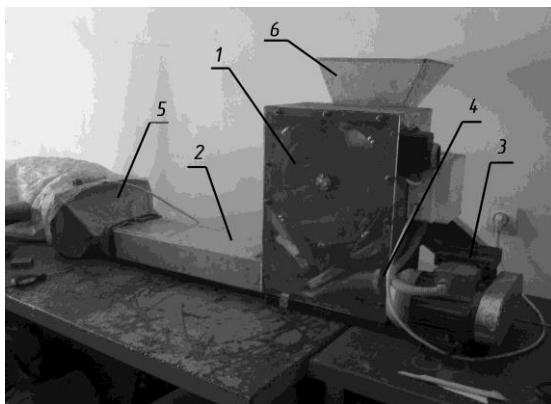


Рис. 1. Загальний вид установки для відокремлення крила від насіння сосни з повітряним каналом

Установка має живлення від електромережі перемінного струму напругою 220 В, сумарна потужність приводу складає 0,52 кВт, продуктивність при середній засміченості крилатки становить 8 кг/год, при низькій – до 15 кг/год, маса – 24 кг.

Склад фракцій, які отримані в результаті експериментальних досліджень, та їх співвідношення представлені на рис. 2. Однак у фракції якісного насіння присутнє сміття у вигляді хвої, дрібного піску, кількість якого перевищує допустимі норми у 5%. Тому отримане насіння потребує додатково очищення як мінімум на двох решетах з діаметром отворів 3 мм і 2 мм для відокремлення відповідно крупних і дрібних часток. Після доочистки засміченість не перевищує 2–3 %.

Значно кращі результати за якістю очистки насіння від домішок і одночасне розділення за фракціями досягаються при розділенні суміші на вібраційному очиснику насіння, конструкція якого розроблена на кафедрі сільськогосподарських машин ХНТУСГ [2]. Робочим органом очисника є фрикційна неперфорована поверхня (рис. 3), виконана з фанери і облицьована різним фрикційним матеріалом. Робоча поверхня встановлена з подвійним позадвжньо–поперечним кутом нахилу до горизонту, приводиться в коливальний рух інерційним вібробудником спрямованої дії.

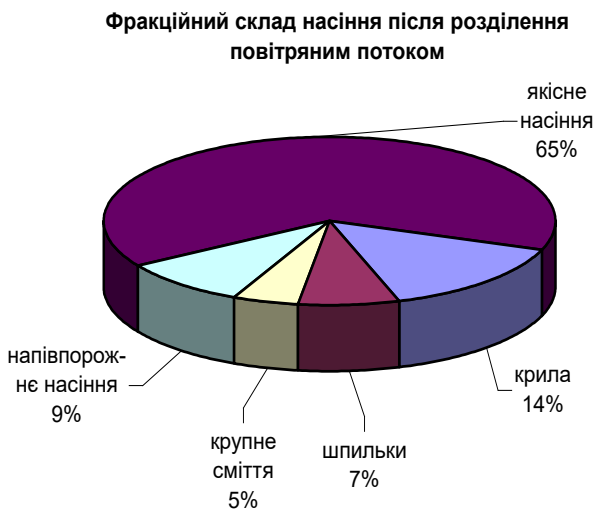


Рис. 2. Структура фракційного складу насіння сосни звичайної після обробки на установці для відокремлення крила

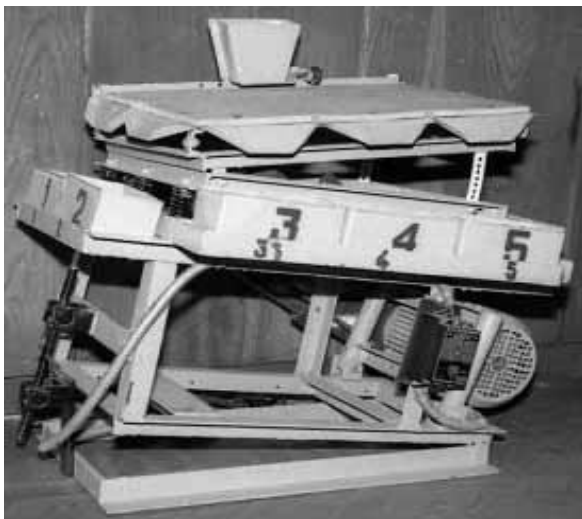


Рис. 3. Загальний вид лабораторного очисника вібраційного

Суміш подається через завантажувальну горловину і під дією вібрації залежно від фізико-механічних властивостей насіння, а саме пружності, фрикційних властивостей і форми, переміщується по поверхні дошки. Важке насіння потрапляє в 1 і 2 секції, в 6 – дрібне, пусте та напівпорожнє насіння, в 7 – легкі домішки від крила, хвої, пісок тощо. Якісне насіння розподіляється між 3, 4 і 5 секціями відповідно до ваги, розмірів та форми поверхні. Результати обробки дослідної партії вагою 460 г представлені на рис. 4. Продуктивність на сепарації насіння сосни звичайної становить 0,7 кг/год. На промислових очисниках продуктивність значно більша.

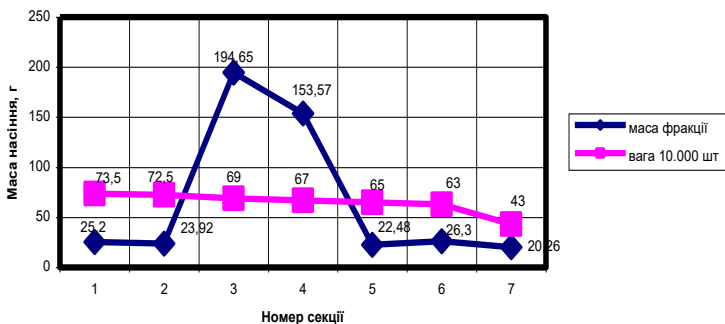


Рис. 4. Результати дослідження розділення насіння сосни звичайної за допомогою очисника вібраційного

Однак механічний спосіб підготовки не дозволяє отримати насіння 100% якості. Під час механічних дій насіння ушкоджується, а мікротріщини оболонки дуже складно виявити простими способами. Після механічної обробки до 1/3 кількості насіння, що закладається на зберігання, має мікроушкодження [5].

В Швеції запропонований метод відокремлення крила шляхом зволоження насіння та подальшого висушування до вологості 5,7 % [4, 5], але в літературних джерелах не вказуються параметри технологічного процесу. В роботі [4] вказується, що витримка насіння у зволоженому стані повинна становити для насіння сосни 30 хв, ялини – 60 хв, модрина – 90 хв. В інших джерелах, наприклад [5], вказується, що термін зволоження становить 15 хв. Тому виникла необхідність визначити експериментальним шляхом параметри технологічного процесу.

Для дослідів використовувались партії по 1000 шт в кожній загальною вагою 7,1 г. Насіння зволожувалось зрошуванням приблизно до 50 % вологості з подальшою витримкою у 30, 60 і 90 хв та висушувалось теплим повітрям. Для достовірності досліди повторювались тричі. Результати дослідів представлено в табл. 1. Для відокремлення сміття і бруду було використано рідинну сепарацію, яку проводили у два етапи – відокремлення важких включень і легких шляхом підбору щільності рідин.

В результаті дослідів виявлено, що із збільшенням часу зволоження більш 60 хв оболонка насіння розтріскується, а після висихання ці тріщини майже не помітні. Для видалення ушкодженого насіння застосовувався метод, за якого суміш поміщали в ємність з рідиною, щільнішою за насіння, короткочасно створювався вакуум або надлишковий тиск. В наслідок того, що ушкоджене насіння інтенсивніше поглинає вологу, воно починає тонуту, а ціле залишається на поверхні.

Кількість ушкодженого насіння залежно від тривалості зволоження при видалення крила наведено в табл. 1.

Таблиця 1. Результати дослідів рідинного відокремлення крила у насіння сосни звичайної

Показники	Тривалість зволоження, хв		
	30	60	90
Ступінь зволоження, %	55	55	53
Вихід насіння без крила, %	60	100	100
Вихід неушкодженого насіння, %	95	85	80

### **Висновки.**

1. Механічний спосіб відокремлення крила у насіння шпилькових порід проводиться безперервно, має більшу продуктивність, але призводить до руйнування оболонки і утворення мікротріщин на ній.

2. Метод відокремлення крила шляхом зволоження збільшує якість насіння, але проводиться порціонно, що зменшує продуктивність роботи обладнання. Термін часу витримки насіння у зволоженому стані не повинен перевищувати 30 хв. Одночасно із зволоженням необхідно проводити й перемішування.

3. Для видалення ушкодженого насіння найбільш придатним є розділення у рідині.

4. Розділення насіння на фракції та відокремлення від суміші сміття і бруду доцільно здійснювати на вібраційному очиснику. Це дозволить також розділити суміш на декілька фракцій за розміром і вагою насіння.

### **Література**

1. Державна програма "Ліси України" на 2002–2015 рр. Затверджена Постановою Кабінету міністрів України від 29.04.02 р. – К., 2002. – 213 с.

2. Очисник насіння вібраційний ОНВЛ [Електронний ресурс] / Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка. – 2011. – Режим доступу: <http://www.khntusg.com.ua/node/86>

3. Лесная энциклопедия: В 2-х т. – Т.2 / Гл.ред. Воробьев Г.И.; Ред.кол.: Анучин Н.А., Атрохин В.Г., Виноградов В.Н. и др. – М.: Сов. энциклопедия, 1986. – 631 с., ил.

4. Барабанный обескряливатель семян. [Електронний ресурс] / Портал Ośrodek Techniki Leśnej w Jarocinie. – 2011. – Режим доступу: <http://www.otljarocin.lasy.gov.pl>

5. Маркова И.А. Современные проблемы лесовыращивания (Лесокультурное производство): Учебное пособие. – СПб.: СПбГЛТА. – 2008. – 152 с.

*Рецензент д.т.н., проф. В.І. Шваб'юк*



УДК 677.027.5.04

© А.В. Островська, Т.О. Кузьміна, д.т.н.  
Херсонський національний технічний університет

## **АНАЛІЗ МЕТОДІВ ОТРИМАННЯ ЦЕЛЮЛОЗИ З ЛЬОНУ ОЛІЙНОГО**

*У роботі проведено аналіз основних методів отримання целюлози з льоноволокна. Запропоновано найбільш ефективні способи отримання целюлози з підвищеними якісними показниками для армування композиційних матеріалів.*

### **ЛЛЯНЕ ВОЛОКНО, АРМУВАННЯ, КОМПОЗИЦІЙНІ МАТЕРІАЛИ, ЦЕЛЮЛОЗА, ФЕРМЕНТИ.**

**Постановка проблеми.** Лляні волокна залежно від якості стебла, часу та способу збирання, технології первинної переробки застосовують для виготовлення полотен для рушників, бортових тканин, мішківини, шпагату, мотузок та інших виробів. З відходів переробки цих волокон виробляють обтирочне клоччя, листову вату, наповнювач до повсті та будівельне клоччя. Також волокна льону піддаються модифікації (розщеплення технічного льоноволокна на елементарні волокна з метою одержання маси, схожої на бавовняні чи вовняні волокна).

Останнім часом сфера застосування лубоволокнистих матеріалів в Україні значно розширилася за рахунок виготовлення пульпи та паперу з неї (у тому числі цигаркового паперу й паперу для банкнот), продуктів дієтичного харчування, тканин, косметичних і лікувальних засобів [1].

Останнє десятиліття ряд закордонних фірм, таких як «Темафа», «Трузшлер», «Schlatchorst» (Німеччина), «Laroche» (Франція), «Rieter» (Швейцарія), ФДУП ЦНДІЛКА (Федеральне державне унітарне підприємство Центральний науково-дослідний інститут комплексної автоматизації легкої промисловості), працює над вдосконаленням технічних прийомів підготовки натуральних волокон до переробки в неткані матеріали або в короткі волокна для прядильного виробництва [2].

У ряді країн виробництво льону-довгунця орієнтують переважно на промислове використання волокна в конструкційних матеріалах (Фінляндія, Норвегія, Німеччина). Досвід подібної роботи є в Італії, де волокно льону-олійного використовують для відновлення якості регенованих волокон.

Льон – це целюлозовмісний матеріал, який можна використовувати для виробництва целюлозних полуфабрикатів та паперу різного призначення [1].

Сьогодні лляне волокно в Україні широко застосовується для армування композиційних матеріалів. Лубоволокнистий матеріал використовується в композиційних полімерних матеріалах не у вигляді сформованого нетканого матеріалу, а у вигляді суміші з нагрітим полімером.

Скловолокно, яке традиційно застосовується в композиційних полімерних матеріалах, замінюють льоноволокном, що сприяє зниженню їх собівартості та спрощує утилізацію (застосування натуральних волокон у полімерах дозволяє одержувати продукцію, яка піддається біознищенню на 100 %), а також забезпеченню екологічної безпечності виробу. Крім того, виріб, до складу якого входять луб'яні волокна, а не скловолокно, є значно легшим і міцним. Це значна перевага при застосуванні композиційних матеріалів, армованих рослинними волокнами, в автомобільній промисловості. У результаті, крім зниження ваги деталей і всього екіпажу, скорочення витрат на паливо, необхідно відзначити значне поліпшення споживчих властивостей машини, зниження шуму, вібрації та покращення теплоізоляції.

Для виготовлення композиційних полімерних матеріалів, що містять лляні волокна як армований матеріал, набір полімерів обмежений. Це обумовлено вірогідністю піролітичного розкладу лляного волокна за високих температур. Тому частіше використовують композити з поліолефінами (іноді поліефірами), що мають більш низькі температури плавлення, ніж інші полімери, зокрема використовуються феноло–формальдегідні смоли. Однак феноло–формальдегідні модифікатори в наш час витісняються екологічно чистими матеріалами, з яких виготовляють елементи внутрішнього оздоблення салону автомобіля.

У закордонному автомобілебудуванні останнім часом використовується екологічно чистий нетканый матеріал на основі лляних та поліпропіленових волокон «Ло–префин» виробництва Німеччини, США та Японії.

Натуральні волокна у армуванні почав використовувати концерн «Мерседес–Бенц», проте при виготовленні ряду деталей використовувались композити зі скловолокном (рис.).

Армування пластиків натуральними волокнами, зокрема льоном, дає можливість суттєво спростити, на відміну від армування скловолокном, повторне використання деталей, що відпрацювали свій строк [2].

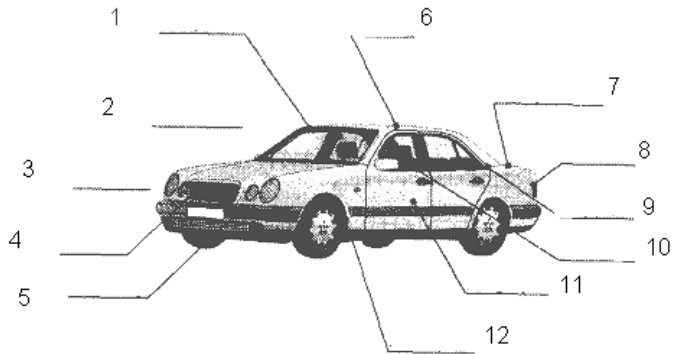


Рис. Застосування натуральних рослинних волоконн в різних конструкційних елементах автомобілів Даймлер–Бенц: 1 – сонцезахисні – NVF, PU, IRF; 2 – внутрішнє звукоізоляційне багат шарове покриття – сформовані панелі з NVF; 3 – стійкі до зношуваності тканини – натуральні волокна; 4 – щиток огороження двигуна – NVF; 5 – бампер; 6 – верх салону; 7 – багажник – NVF+ термопласти – сформовані панелі з NVF; 8 – огороження електромереж та електропристроїв; 9 – задня боковина; 10 – оздоблення крісел; 11 – покриття внутрішніх панелей дверей; 12 – арки колес – NVF + термопласти – матеріал із вторсировини

**Метою роботи** є розробка технології отримання целюлози з високими якісними показниками для армування в композиційних матеріалах. Таку целюлозу традиційно отримують переважно з бавовняного пуху, який значно піднявся у ціні за останній час. Тому така технологія стає економічно недоцільною. Сьогодні спостерігається значне розширення посівів льону олійного в Україні та в світі. Так, у 2002 р. в Україні було засіяно 9,35 га льном олійним, у 2010 р. – вже 22 га, а у світі в цілому на цей час засіяно 3 млн га цієї культурою. Тому стеблова частина цієї культури може замінити бавовняний пух в якості сировини під час отримання целюлози для армування в композиційних матеріалах.

**Результати дослідження.** В Херсонському національному технічному університеті проведено дослідження хімічного складу лубу та волокна льону олійного, результати якого наведено у табл. 1 – 3 [3].

Таблиця 1. Хімічний склад лубу, виділеного із лляної соломи

Селекційний сорт льону	Вміст, %		
	целюлоза	лігнін	пектинові речовини
Чарівний (льон–довгунець)	64,99	4,59	6,90
Південна ніч	54,58	1,89	8,85
Айсберг	67,33	2,09	12,18
Дебют	63,79	1,90	8,47

Таблиця 2. Хімічний склад волокна, виділеного з лляної трести

Селекційний сорт льону	Вміст, %		
	целюлоза	лігнін	пектинові речовини
Чарівний (льон–довгунець)	69,81	4,09	5,14
Південна ніч	61,28	1,24	7,65
Айсберг	73,17	1,54	6,26
Дебют	68,38	2,21	7,37

Таблиця 3. Хімічний склад вибіленого лляного волокна

Селекційний сорт льону	Вміст, %		
	целюлоза	лігнін	пектинові речовини
Чарівний (льон–довгунець)	42,39	1,09	відсутні
Південна ніч	98,45	0,84	залишки
Айсберг	92,40	0,67	залишки
Дебют	94,79	0,59	залишки

Отримані дані досліджень показують, що вміст целюлози у волокні, виділеному з трести (69,81%) є вищим, ніж у складі лубу, виділеного з лляної соломи (64,99%), і нижчим, ніж у складі вибіленого лляного волокна (42,39%). Таким чином, очищення цієї сировини від інкрустуючих домішок сприяє підвищенню вмісту целюлози. Така тенденція говорить про необхідність максимального очищення стеблової частини льону олійного та виділення волокна з неї, адже наявність лігніну та пектинових речовин є небажаним фактором. Для використання у виготовленні композиційних матеріалів

під час отримання целюлози з льономісних матеріалів необхідно паралельно позбуватися цих речовин.

У виробництві багатьох композиційних матеріалів використовується целюлоза марок 250 і 350. Масова частка альфа-целюлози в цих матеріалах має становити: для вищого ґатунку – 99 %, для першого – 98 %, для другого – 97,5 % [4].

Методи отримання целюлози з однорічних рослин, що застосовуються в сучасній промисловості, базуються на властивості лігніну руйнуватися під дією хімічних реагентів. Залежно від хімічних речовин, що застосовуються, та послідовності операцій розрізняють такі методи отримання целюлози: основні, кислотні, нейтральні, окислювальні, ступінчасті та комбіновані.

Серед основних методів найбільш розповсюдженим є сульфатний спосіб варіння, в якому активним реагентом є водний розчин суміші гідроксиду натрію та сульфід натрію. Друге місце належить сульфїтному методу, який відноситься до групи кислотних. Тут активним реагентом є розчин сульфїтної кислоти, що містить деяку кількість бісульфїту кальцію чи магнію. Сульфатним методом можна переробляти будь-які рослини, що містять деревину, до того ж сульфатна целюлоза має вищу якість, ніж сульфїтна, за всіма показниками. Завдяки цій перевазі більше половини целюлози у світі отримують саме цим способом.

Основна стадія процесу отримання целюлози – варіння сировини в періодичних апаратах автоклавного типу при підвищеній температурі та тиску ( $t = 120 - 140$  °С,  $p = 4$  атмосфери), як правило, із застосуванням сірковмісних буферних каталізаторів.

Але всі методи отримання целюлози, що використовуються в наш час, проводяться в жорстких умовах, сприяють забрудненню водного (хлор, сірководень, диметилсульфід) та повітряного басейнів (хлороформ, феноли, скіпідар), а також відрізняються великою енергоємністю. Крім того, целюлоза, яку отримують методами, що описані вище, не завжди відповідає потрібним показникам якості для застосування в композиційних матеріалах. Зокрема, вміст альфа-целюлози в такій сировині може бути недостатньо високим, що знижує міцність виробів. Під час отримання целюлози з лубоволокнистих матеріалів альфа-целюлоза втрачається переважно через використання високих температур. Целюлоза, отримана традиційними способами варіння, має незадовільні показники за змочуваністю (максимальне значення сягає 100 г/л) порівняно з необхідними показниками згідно з ГОСТ 595 – 79, така змочуваність має бути мінімум 130 г/л, що

унеможливує використання такого продукту в армуванні композиційних матеріалів.

До найбільш перспективних технологій отримання целюлози з однорічних рослин можна віднести ферментативні способи делігніфікації.

Ферменти мають властивість знижувати енергію активації реакцій і, на відміну від хімічних каталізаторів, діють в більш м'яких умовах (рН, температура), до того ж вони легко руйнуються біологічним способом. Це, у свою чергу, робить таку технологію екологічно безпечною. М'які умови, в яких здатні реагувати ферменти, дозволяють створювати енергозберігаючі та економічно вигідні технології. Складністю ферментативної переробки є досягнення компромісу, а саме руйнування лігнін–полісахаридного комплексу зі збереженням цілісності елементів волокна. Механізм дії ферментів полягає в тому, що вони сприяють переводу у водний розчин порівняно невеликих кількостей водонерозчинних речовин, сприяють набуханням волокон і прискоренню дифузії компонентів варочного розчину між елементарними волокнами технічних комплексів лляного волокна.

Під час розробки технології отримання целюлози з лубоволокнистих матеріалів необхідно конкретизувати задачі ферментативної обробки для кожної стадії даного процесу та науково обґрунтувати склад поліферментних препаратів, які забезпечать ефективну дію на відповідну групу домішок комплексних та елементарних лляних волокон. При переробці лубоволокнистих матеріалів рекомендуються ферменти, які відносяться до класів лігнінази та пектинази, або поліферментні композиції.

Лігнінази – це комплекс ферментів, що здатні гідролізувати лігнін. До таких ферментів можна віднести *Serrena maxima* Munt, що синтезують пероксидазу; *Coriolius hirsutus*, які мають у своєму складі у більшості поліфенолоксидазу; *Coriolius Poliporizae* – комплексний препарат пероксидази й лактази (Польща, Бразилія).

Пектинази – ферменти пектинолітичної дії, які гідролізують високомолекулярні пектинові речовини до низькомолекулярної пектинової кислоти. Ефективним є використання поліферментних біокаталітичних систем, які мають необхідні протео– та амілолітичні властивості, які забезпечують ефективне руйнування взаємопроникаючих полімерів пектин–лігнін–полісахаридного комплексу (США).

Одним з ефективних способів отримання целюлози за допомогою ферментів є метод твердофазної ферментації соломи, при

якому волокно обробляється при вологості 60 – 80 %. Цей спосіб з використанням комплексу пектинолітичних, геміцелюлазних та целюлозних ферментів, які виробляє гриб *Frameters P431*, який дозволяє досягти ефективної делігніфікації. Сировина витримується протягом 48 – 50 годин при температурі 12 – 40°C і вологості 40–120 %. Практична реалізація такого способу дозволила розробити маловідходну технологію з мінімальними витратами тепла та енергії за рахунок виключення стадії віджиму та промивання. Проте така технологія має значні недоліки: низький вміст альфа-целюлози в кінцевому продукті, низька змочуваність та занадто довготривалий процес отримання целюлози.

Тому проблема розробки екологічно безпечної ферментативної технології отримання целюлози зі стеблової частини льону олійного, яка задовольняє необхідні вимоги для використання в армуванні композиційних матеріалів, залишається невирішеною і потребує подальших досліджень.

#### **Висновки.**

1. Проведено аналітичний огляд методів отримання целюлози з однорічних рослин. Встановлено, що для отримання целюлози з льону олійного оптимальним є використання ферментативних технологій.

2. Найбільш перспективною є розробка енергозберігаючої та екологічно безпечної технології переробки волокон льону олійного для отримання целюлози з високими показниками вмісту альфа-целюлози за допомогою використання ферментів, поверхнево-активних речовин та інших інтенсифікаторів процесу делігніфікації.

#### **Література**

1. Пашин Е.Л. Технологическое качество и переработка льна-межеумка: монография/ Е.Л. Пашин, Н.М. Федосова. – Кострома: ВНИИЛК, 2003. – 88 с.

2. Живетин В.В. Лен и его комплексное использование – В.В. Живетин, Л.Н. Гинзбург. – М.: Информзнание, 2002. – 400 с.

3. Горач О.О. Перспективи одержання целюлози із волокна льону олійного // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки / Горач О.О., Тіхосова Т.А. – 2010. – № 3. – С.152 – 155.

4. Целлюлоза хлопковая: ГОСТ 595 – 79. – [Введён в действие 01.07.80]. – М: ИПК Издательство стандартов, 2010. – 11 с. – (Межгосударственный стандарт).

*Рецензент д.т.н., проф. М.І. Валько*

УДК 631.3:6311/6

© С.І. Пастушенко, д.т.н.; М.М. Огієнко  
Таврійський державний агротехнологічний університет

## **ОЦІНКА ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ КОМПЛЕКСУ МАШИН ДЛЯ ДОРОБКИ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ НАСІННЕВОЇ МАСИ ДИНИ ТА ОГІРКА**

*Сформульовано основні проблематики сучасного стану механізації виділення насіння овоче–баштанних культур. Приведено основні результати визначення економічної ефективності впровадження комплексу машин по додатковому виділенню насіння та дробці технологічної насінневої маси дини і огірка.*

### **КОМПЛЕКС МАШИН, ДОРОБКА НАСІННЕВОЇ МАСИ, ЕКОНОМІЧНИЙ ЕФЕКТ, ТЕРМІН ОКУПНОСТІ.**

**Постановка проблеми.** У процесі створення нової або вдосконалення наявної техніки інженеру–машинобудівнику доводиться вирішувати різні завдання, пов'язані із забезпеченням призначення машини, її продуктивністю, застосуванням стандартних вузлів і деталей, вибором матеріалів, технологічністю, поліпшенням умов праці та ін. У пошуках кращих, найбільш ефективних рішень автор при створенні нової техніки зустрічається з необхідністю вибору одного з декількох можливих варіантів, що мають різні технічні показники, але одним з головних критеріїв оцінки якості розробленого технічного засобу є його економічна ефективність.

В ході науково–практичної роботи над розвитком перспективних технологій отримання насіння овоче–баштанних культур та розробкою необхідного обладнання для їхнього впровадження у сільськогосподарських підприємствах України була створена технологічна лінія по виділенню насіння та дробки технологічної насінневої маси овоче–баштанних культур.

Одним з найбільш вагомих конструктивних елементів даної лінії є комплекс машин для додаткового отримання залишків насіння овоче–баштанних культур, які раніше видалялися у відходи. Основні конструктивні і технологічні параметри елементів лінії були випробувані в лабораторних умовах на базі факультету механізації Миколаївського ДАУ та пройшли перевірку в умовах консервного заводу фермерського господарства «Владам» Жовтневого району, Миколаївської області [1,2]. Результати випробувань дають можливість стверджувати про суттєве покращення показників якості переробки



матеріалу з метою отримання насіння, а також дозволять визначити економічний ефект, одержаний завдяки збільшенню кількості виділеного насіння при включенні цих елементів до складу технологічного ланцюжка.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Після здійснення детального аналізу технологічних схем отримання насіння різноманітних овоче–баштанних культур, вивчення недоліків в роботі комплексів машин та обладнання можна стверджувати, що доробка технологічної маси дині і огірка з метою мінімізації втрат насіння, яке утилізується разом із кіркою, мезгою та соком у відходи, майже не використовується, в той час коли в окремих випадках його втрати складають понад 18 % [3]. Для сегмента обладнання, що призначено для забезпечення технологічного процесу одержання насіння у фермерських господарствах України, відсутні машини, які б дозволили здійснити доробку насінневого вороху і завдяки цьому суттєво знизити втрати кондиційного насіння, а отже, підвищити економічну ефективність всієї технології його отримання, суттєво зменшуючи витрати людської праці.

Економічний ефект від впровадження комплексу машин для доробки технологічної насінневої маси дині та огірка складається з економії виробничих витрат (людської праці, матеріалів, капітальних вкладень та інше), що отримує виробник в результаті довиділення залишків насіння з відходів технологічної маси після її переробки [4, 5, 6, 7].

**Результати дослідження.** Визначення економічного ефекту ґрунтувалося на співставленні приведених витрат (експлуатаційних утримань, капітальних вкладень) по базовому та новому комплексу машин. В якості базового варіанта було прийнято машину для виділення насіння овоче–баштанних культур ОСБ – 0,6 [4] як таку, що має найкращі показники щодо виділення насіння вказаних культур з числа існуючих. Для порівняння нового обладнання з базовим використовувалася методика економічного оцінювання техніки на етапі випробування [7]. Після розрахунку основних економічних показників по лінії (річного економічного ефекту, терміну окупності, зниження витрат ручної праці та експлуатаційних утримань), визначався рівень вагомості від використання в її складі нових машин для довиділення насіння дині та огірка.

Значення продуктивності базового обладнання за годину основного часу приймалося за даними приймальних випробувань МНДІЗЗіО НПО „Дністер” та Південно–Української державної зональної машино–випробувальної станції. У зв’язку з малою

величиною наробітку нового комплексу машин у розрахунку використовувався тільки показник продуктивності за годину основного часу.

Продуктивність за годину змінного  $Q_{зм}$  і експлуатаційного  $Q_e$  часу визначалася розрахунковим шляхом за такими формулами:

$$Q_{зм} = Q_o \cdot K_{зм}, \quad (1)$$

$$Q_e = Q_o \cdot K_{зм} \cdot K_c, \quad (2)$$

де  $Q_o$  – продуктивність за 1 годину основного часу, т/год;  $K_{зм}$  – коефіцієнт використання робочого часу зміни;  $K_c$  – коефіцієнт готовності.

Величини  $K_{зм}$  і  $K_c$  приймалися згідно агротехнічних вимог на модернізацію [5].

Для визначення проекту оптової ціни комплексу машин, що модернізується, використовувалася залежність

$$C_{о.н.} = K_c \cdot C_{о.б.} \cdot \frac{m_n}{m_b}, \quad (3)$$

де  $C_{о.н.}$ ,  $C_{о.б.}$  – оптова ціна відповідно нового і базового варіантів технологічного обладнання лінії, грн.;  $m_n$ ,  $m_b$  – маса відповідно нового і базового варіантів лінії, кг;

$\hat{E}_n$  – нормативний коефіцієнт, що враховує складність конструкції та залежить від кількості технологічних складових лінії [5].

Балансова ціна лінії для виділення насіння дині і огірка в новому і базовому варіантах визначалася

$$C_{н.б.} = K_b \cdot C_{о.н.}, \quad (4)$$

де  $K_b$  – коефіцієнт переведення оптової ціни в балансову, що враховує додаткові витрати на транспортування, монтаж та налагодження.

Після визначення вище названих показників для серійної та експериментальної лінії були отримані вихідні дані для розрахунку економічної ефективності [7], які наведені в табл. 1.

Таблиця 1. Вихідні данні для розрахунку економічної ефективності

Найменування показників	Позн.	Базовий		Новий	
		дня	огірок	дня	огірок
Продуктивність за 1 годину основного часу, кг	$Q_o$	18		15	
Продуктивність за 1 годину змінного часу, кг	$Q_{зм}$	16,5		13,75	
Продуктивність за 1 годину експлуатаційного часу, кг	$Q_e$	15		13	
Ціна на 01.02.2011 р: 1 кг сухого насіння, [7] 1 кВт електроенергії, грн 1 м <sup>3</sup> води, грн	$C_{нас.}$	650	250	650	250
	$C_{ел}$	0,756			
	$C_{вода}$	7,62			
Втрати насіння, %	$v$	18		4,5	
Кількість обслуговуючого персоналу, чол..	$n$	2		1	
Зональне річне завантаження машини, год.	$T_3$	670			
Розрахунковий наробіток насіння, т	$W_{роз}$	1			
Пиомий час роботи лінії, год/т	$t$	67		77	
Питома витрата води, м <sup>3</sup> /т	$v$	35		19	
Питома витрата електроенергії, кВт/т	$j$	168		40	
Оптова ціна, грн	$C_o.$	18700		4675	
Балансова ціна, грн	$C_б.$	<b>21500</b>		<b>5375</b>	

Річний економічний ефект від експлуатації нової машини з урахуванням кількості та якості продукції ( $E_p$ ) у гривнях визначали за формулою:

$$E_p = (П_б - П_н) \cdot B_3 + E_я, \quad (5)$$

де  $П_б$ ,  $П_н$  – сукупні витрати на одиницю наробітку відповідно по базовій і новій машинах, грн/од. наробітку;  $B_3$  – річний обсяг наробітку новою машиною в умовах певної природно-кліматичної зони, од. наробітку;  $E_я$  – річний економічний ефект, одержаний за рахунок зміни кількості та якості продукції, грн.

Зональний річний обсяг наробітку ( $B_3$ ) в одиницях наробітку в свою чергу визначали за формулою:

$$B_3 = Q_e \cdot T_3, \quad (6)$$

де  $Q_e$  – продуктивність машини за 1 год експлуатаційного часу, од. наробітку/год, ( $Q_{en} = 13$  кг насіння,  $Q_{eб} = 15$  кг насіння);  $T_3$  – зональне річне завантаження машини, год. ( $T_3 = 670$  год), [9];  $B_{3н} = Q_{en} \cdot T_3 = 13 \cdot 670 = 8710$  кг;  $B_{3б} = Q_{eб} \cdot T_3 = 15 \cdot 670 = 10050$  кг.

Річний економічний ефект, одержаний за рахунок зміни кількості та якості продукції ( $E_я$ ) у гривнях визначали за формулою:

$$E_я = C_{ян} - C_{яб}, \quad (7)$$

де  $C_{ян}$ ,  $C_{яб}$  – вартість продукції, одержаної у разі застосування відповідно нової та базової машини протягом року, грн.

Вартість продукції, одержаної у разі застосування нової чи базової машини ( $C_я$ ) у гривнях, визначають за формулою:

$$C_я = \sum_{j=1}^n C_j \cdot V_j, \quad (8)$$

де  $C_j$  – закупівельна ціна одиниці  $j$ -ої продукції, грн;  $V_j$  – кількість  $j$ -ої продукції, одержаної у разі застосування нової чи базової машини, кг.

$$V = B_3 - \frac{B_3 \cdot \nu}{100}, \quad (9)$$

тут  $\nu$  – втрати насіння, %.  $V_б = 10050 - 1809 = 8241$  кг = 8,241 т.,  
 $V_н = 8710 - 391,95 = 8318,05$  кг = 8,138 т.  $E_{яд} = (8318,05 - 8241) \cdot 650 = 50082,5$  грн.,  $E_{яог} = (8318,05 - 8241) \cdot 250 = 19262,5$  грн.

$E_{яд}$ ,  $E_{яог}$  – річний економічний ефект, одержаний за рахунок зміни кількості та якості продукції відповідно для насіння дини і огірка.

Прямі експлуатаційні витрати ( $\Pi$ ) у гривнях на одиницю наробітку визначали за формулою:

$$\Pi = 3 + \Gamma + P + A + \Phi, \quad (10)$$

де  $3$  – витрати на оплату праці обслуговуючого персоналу, грн/од. наробітку;  $\Gamma$  – витрати на паливно-мастильні матеріали та електроенергію, грн/од. наробітку;  $P$  – витрати на технічне обслуговування, поточне та капітальне ремонтування, грн/од. наробітку;  $A$  – витрати на амортизацію, грн/од. наробітку;  $\Phi$  – витрати на допоміжні матеріали, грн/од. наробітку.

Всі подальші розрахунки проводилися з врахуванням розрахункового наробітку, тому кількісні величини отриманого насіння приймаємо в тоннах. Результати розрахунків експлуатаційних утримань наведені в табл. 2.

Таблиця 2. Експлуатаційні утримання при отриманні насіння дині і огірка, грн/т

Найменування показників	Позн.	Базовий	Новий
Амортизаційні відрахування	А	53	13,5
Технічне обслуговування, поточний та капітальний ремонт	Р	42	9
Оплата праці обслуговуючого персоналу	З	672	400
Витрати на електроенергію	Г	108	25,7
Допоміжні матеріали (витрати на воду)	Ф	266,7	144,8
Всього		1141,7	593

$$E_{pд} = (P_б - P_н) \cdot B_з + E_{яд} = (1141,7 - 593) \cdot 8,318 + 50082,5 = 54646,6 \text{ грн},$$

$$E_{pог} = (P_б - P_н) \cdot B_з + E_{яог} = (1141,7 - 593) \cdot 8,318 + 19262,5 = 23784,3 \text{ грн},$$

де  $E_{pд}$ ,  $E_{pог}$  – річний економічний ефект від експлуатації нової машини відповідно при виробництві насіння дині і огірка,  $P_б$ ,  $P_н$  – прямі експлуатаційні витрати базового і нового обладнання відповідно,  $B_з$  – зональний річний обсяг наробітку приймаємо рівним  $V_н$  з врахуванням втрат насіння.

Після визначення економічного ефекту розраховувався термін окупності додаткових інвестиційних вкладень на нову машину ( $T_{окд}$ ) у роках, який визначають за формулою:

$$T_{ок} = \frac{K_н - K_б}{E}, \quad (11)$$

де  $K_н$ ,  $K_б$  – сумарні інвестиційні вкладення відповідно у нову та базову машину, які відповідають балансовій ціні обладнання, грн.

$$T_{ок.д} = \frac{21500 - 5375}{54646,6} = 0,3 \text{ року}, \quad \dot{O}_{i.e.i.a} = \frac{21500 - 5375}{23784,3} = 0,7 \text{ дї ē ē.}$$

Оскільки при механізації будь-якого виробничого процесу головною метою є зниження витрат людської праці, то передусім було визначено річну економію затрат праці під час експлуатації нової машини ( $Z_{пр}$ ) у людино-годинах:

$$Z_{пр} = (Z_{нб} - Z_{нн}) \cdot B_з = (134 - 77) \cdot 8,318 = 474,1 \text{ люд. год}, \quad (12)$$

де  $Z_{нб}$ ,  $Z_{нн}$  – затрати праці відповідно по базовій і новій машині на одиницю наробітку люд.-год/од. Наробітку ( $Z_{нб} = t_б \cdot n_б = 67 \cdot 2 = 134$  люд.-год/т,  $Z_{нн} = t_н \cdot n_н = 77 \cdot 1 = 77$  люд.-год/т).

Річну економію ресурсів під час експлуатації нової машини ( $Z_{pp}$ ) в натуральних одиницях визначали за формулою:

$$Z_{pp} = (Z_{pb} - Z_{pn}) \cdot B_3 = (393,7 - 175) \cdot 8,318 = 1779,8 \text{ грн}, \quad (13)$$

де  $Z_{pb}$ ,  $Z_{pn}$  – затрати ресурсів відповідно базовою та новою машиною на одиницю наробітку, натуральних од./од.наробітку ( $Z_{pb} = v_b \cdot C_{води} + j_b \cdot C_{ел} = 266,7 + 127 = 393,7 \text{ грн}$ ,  $Z_{pn} = v_n \cdot C_{води} + j_n \cdot C_{ел} = 144,76 + 30,24 = 175 \text{ грн}$ ).

Ступінь зміни витрат під час експлуатації нової машини порівняно з базовою (С) у відсотках визначався за формулою:

$$C = \frac{C_{\Delta d} - C_{\Delta i}}{C_{\Delta d}} \cdot 100, \quad (14)$$

де  $Z_{Гб}$ ,  $Z_{Гн}$  – річні затрати (затрати праці, ресурсів, прямі експлуатаційні затрати, сукупні затрати) відповідно за базовою та новою машинами, люд.-год (натуральних одиниць, грн).

$$Z_{Гб} = P_b \cdot V_b = 1141,7 \cdot 8,241 = 9408,75 \text{ гр.},$$

$$Z_{Гн} = P_n \cdot V_n = 593 \cdot 8,318 = 4932,57 \text{ грн.}$$

Результати показників економічної ефективності зведені в табл. 3.

Таблиця 3. Економічні показники ефективності комплексу машин по виділенню та доробці насіння дини та огірка

Найменування показників	Позн.	Величина	
		дня	огірок
Річна економія витрат праці, люд.-год/т насіння	$Z_{np}$	474,1	
Річна економія ресурсів, грн/т насіння	$Z_{pp}$	1779,8	
Ступінь зміни витрат, %	$C$	47,57	
Річний економічний ефект від експлуатації нового комплексу, грн	$\Delta_d$	54646,6	23784,3
Термін окупності комплексу, роки	$T_{ок}$	0,3	0,7

**Висновки.** Розрахунковий річний економічний ефект від впровадження комплексу по додатковому виділенню насіння та доробці технологічної насінневої маси дини і огірка складає відповідно 54646,6 грн і 23784,3 грн при терміні його окупності у 0,3 та 0,7 року відповідно. При цьому річне зниження витрат праці в порівнянні з базовим складає близько 500 люд.-год, а їх ступінь зниження майже 50 %.

Література

1. Впровадження результатів завершальних досліджень в умовах ФГ «Владам» Жовтневого району Миколаївської області : акт : затв. 15.10.2009.
2. Пастушенко С.І. Польові випробування лінії для виділення і доробки насіння овоче-баштанних культур / С.І. Пастушенко, М.М. Огієнко // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету – Мелітополь : ТДАУ, 2010. – Вип. 10. – Том 9. – С. 75–82.
3. Прохоров И. К. Селекция и семеноводство овощных культур / И. К. Прохоров. – М. : Колос, 1997. – 478с.
4. Протокол № 34–142–87К государственных периодических испытаний сепаратора семян бахчевых культур ОСБ–0,6 (РС.2.14) / Южно–Украинская государственная машиноиспытательная станция. – Херсон, 1986. – 74 с.
5. Методика определения экономической эффективности новых и модернизированных машин, изобретений и рационализаторских предложений. – М. : ВИСХОМ, 1985. – 63 с.
6. Гарькавий А.Д. Як перейти на виробництво конкурентоспроможної продукції на селі / А. Д. Гарькавий // Вісник інженерної академії України. – 1998. – № 3–4. – С. 97–98.
7. Сільськогосподарська техніка. Методи економічного оцінювання техніки на етапі випробування : ДСТУ 4397:2005. – [Чинний від 2006–01–01]– К. : Держспоживстандарт, 2005. – 20с.
8. Портал "Аграрний сектор України" [Електронний ресурс] / НУБІП України. – К. – Режим доступу : <http://agroua.net/plant/catalog/cg-8/c-40/info/cag-73/>
9. Анисимов И. Ф. Механизированная сушка семян овощебахчевых культур / И. Ф. Анисимов. – Кишинев: Тимпул, 1981. – 128 с.

УДК 633.1

© В.Й. Попко, к.т.н.

Волинський інститут агропромислового виробництва

І.Є. Цизь, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

## **ПРОДУКТИВНІСТЬ ТУКОВИСІВАЮЧОГО АПАРАТУ ЛОПАТЕВОГО ТИПУ**

*Наведено результати теоретичних та експериментальних дослідження нового туковисіваючого апарата під час використання сипких і малосипких матеріалів.*

### **ПОДАЧА, МАТЕРІАЛ, ТЕХНОЛОГІЧНА НАДІЙНІСТЬ, ПРОЦЕС, СУЦІЛЬНЕ ТА ЛОКАЛЬНЕ ВНЕСЕННЯ.**

**Постановка проблеми.** Висока вартість засобів хімізації та вимоги захисту довкілля спонукають розробляти ощадні технології їх використання. Ощадне застосування мінеральних добрив передбачає суцільне поверхневе за високої якості розподілу та локальне внутрішньо–ґрунтове внесення. Рівномірне поверхневе внесення забезпечує підвищення урожайності сільськогосподарських культур на 12–15 %, а локальне, крім того, дає можливість економити туки на 30–35 % [1, 2, 3].

**Аналіз останніх досліджень.** В Україні немає поки що машин для рівномірного суцільного розподілу матеріалів поверхнею ґрунту (під поверхню) з різними фізичними властивостями, а локальне їх внесення здійснюється лише невеликими дозами при сівбі та підживленні сільськогосподарських культур. На даний час відсутня науково–обґрунтована технологія локального застосування добрив, не створені технічні засоби для її впровадження, немає прийнятних технічних рішень туковисівних апаратів як для суцільного, так і локального внесення.

**Метою дослідження** є розробка математичної моделі дозування та подачі мінеральних добрив, експериментальна перевірка теоретичних передумов до обґрунтування геометричних параметрів туковисіваючого апарата та режимів його роботи.

**Результати дослідження.** Аналіз існуючих технічних засобів для локального внесення добрив дозволяє зробити висновок, що найбільш прийнятним для локального внесення добрив є лопатеві апарати виштовхуючої дії. Тому розроблена схема принципово нового апарата з лопатевими висівними робочими органами [4].



Туковисівний апарат (рис. 1) складається з бункера 1 із похилим дном, оснащеним лотком 6 і ворушилкою 7, висівного барабана 4, регулюючої заслінки 2, козирка 3 і тукопровода 5.

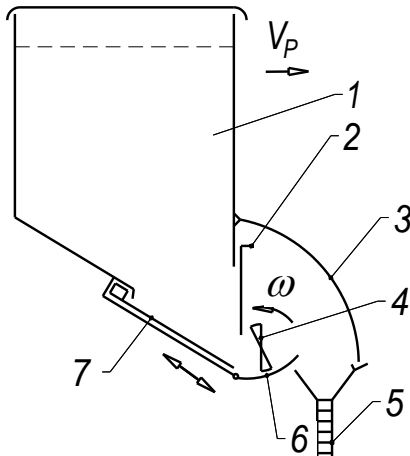


Рис. 1. Схема туковисівного апарата: 1–бункер; 2–регулююча заслінка; 3–козирок; 4–лопатевий висівний апарат; 5–тукопровід; 6–лоток; 7–ворушилка

У процесі роботи добриво з бункера 1 надходить до лотка 6 самопливом та під дією ворушилки 7, що здійснює зворотно–поступальний рух. Рівень добрива в лотку змінюється регулювальною заслінкою 2. Під час обертання висівного барабана лопаті захоплюють добриво і скидають його з лотка у тукопровід 5. Далі за допомогою сошників воно вноситься у ґрунт або розсівається поверхнею поля.

Процес висіву мінеральних добрив запропонованим туковисівним апаратом у загальному випадку включає такі елементи: гравітаційне висипання добрив, захоплення їх лопатями і викидання, політ та вертикальне переміщення донизу в тукопровід, сошник і ґрунт.

Переміщення частинок добрив під дією лопатей можна розглядати як рух матеріальної точки по шорсткій поверхні, допустивши при цьому, що частинки мають однакові розміри, форму та масу, які відповідають розмірам статистичної більшості частинок мінеральних добрив. Загальна модель даного процесу запропонована в [5] має вигляд системи нелінійних неоднорідних диференціальних рівнянь другого порядку зі сталими коефіцієнтами і не піддається розв'язанню аналітичними методами. Розв'язання запропонованої

системи диференційних рівнянь здійснено числовим методом Рунге–Кутта з урахуванням особливостей досліджуваного процесу.

Так вважали, що частинки добрив, потрапляючи на лопатку, мали координату рівну координаті точки кріплення лопатей до вала. За результатами попередніх досліджень було прийнято діаметр висівного барабана рівним 0,140 м, а ширину лопаті – 0,035 м. Дані конструктивні параметри обмежують переміщення частинки по лопаті.

У результаті розрахунків отримано графічні залежності у вигляді траєкторії руху частинок добрив поверхнею лопаті (рис. 2).

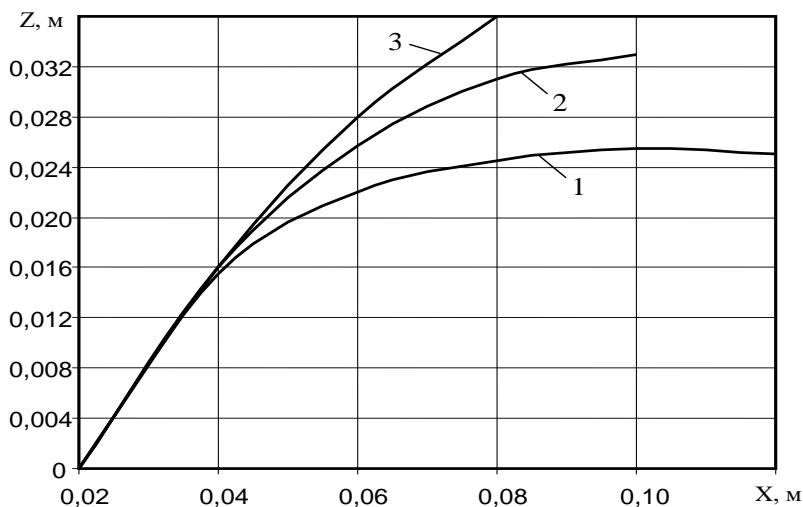


Рис.3. Траєкторія руху частинки добрив по лопаті за частоти її обертання: 1 –  $20 \text{ с}^{-1}$ ; 2 –  $25 \text{ с}^{-1}$ ; 3 –  $30 \text{ с}^{-1}$

Із наведених залежностей видно, що координати точки зустрічі частинок з лопаттю і частоти обертання останньої визначають траєкторію та час руху частинки по лопаті. За частоти обертання лопаті меншій  $20 \text{ с}^{-1}$  значна частина добрив знову повертається у лоток. Отже, частота обертання лопаті повинна знаходитись в межах від 20 до  $30 \text{ с}^{-1}$ .

Подальший аналіз математичної моделі дав можливість обґрунтувати такі геометричні параметри і кінематичні режими туковисівного апарата:

- кутова швидкість висівного барабана –  $20...30 \text{ с}^{-1}$ ;
- кут нахилу лопаті –  $45^\circ$  (змінний);
- кількість лопатей – 2 шт.;

- ширина лопаті – 0,035 м;
- діаметр висівного барабана 0,140 м;
- крок установки лопатей на валу висівного барабана – 0,140 м (змінний).

Враховуючи результати теоретичних досліджень процесу висіву мінеральних добрив туковисівним апаратом, програмою експериментальних досліджень передбачено вирішити такі основні завдання:

а) перевірити та уточнити основні теоретичні передумови, що стосуються закономірностей подачі добрив та обґрунтувати оптимальні параметри і режими роботи туковисівного апарата;

б) дослідити залежності продуктивності від частоти обертання висівного барабана і перерізу висівного отвору;

в) визначити вплив кроку розміщення скидачів та ширину їх лопатей на подачу мінеральних добрив.

Названі параметри змінювались у діапазоні значень, наведених у таблиці.

Таблиця. Змінні параметри та їх значення

Змінні параметри	Розмірність	Значення
Ширина лопаті скидача	м	0,017; 0,035
Частота обертання висівного барабана	с <sup>-1</sup>	18,0; 23,2; 25,7; 30,9
Висота висівного отвору	м	0,010...0,045
Крок розміщення скидачів на висівному барабані	м	0,035; 0,140

Експериментальна установка складалась із туковисівного апарата і приводу висівного барабана та ворушили. Привід дозволяє змінювати частоту обертання висівного барабана у зазначених в табл. межах, а також частоту обертання вала ворушилки у межах – 0,016...0,033 с<sup>-1</sup>.

Продуктивність туковисівного апарату визначали за змінної частоти обертання барабана, висоти висівної щілини, ширини лопатей скидачів та кроку їх розміщення на висівному барабані. За визначеного діаметра висівного барабана знімали серію характеристик продуктивності при змінній частоті обертання і висоті висівного вікна.

Дослідження розпочинали за частоти обертання висівного барабана  $18,0 \text{ с}^{-1}$  і мінімальній висоті щілини, що забезпечувало стійкий висів добрив. Далі, за незмінної частоти обертання, збільшували висоту висівної щілини до максимального її значення. Після цього змінювали частоту обертання висівного барабана і досліди повторювали у тій же послідовності.

Частоту обертання висівного барабана вимірювали тахометром ІО-30, висоту висівної щілини – лінійкою, час – секундоміром. Добрива зважували на вагах типу ВНЦ. Досліди проводили з такими добривами: аміачна селітра, тукосуміш „Урожай” ( $\text{N}_6\text{P}_{26}\text{K}_{30}$ ), калімагnezія, вапно.

При мінімальній наважці добрив 600 г та похибці поділки ваг 2,5 г похибка зважування становила 0,42 %, а похибка вимірювання часу за тривалості досліду 20 с – 0,50%. Гранична похибка визначення продуктивності туковисівного апарату не перевищувала 1,0 %.

Приймаючи, що гранична похибка визначення продуктивності рівна найбільшій можливій статистичній, тобто  $\Delta n \approx \pm 3\sigma$ , і задаючись надійністю  $H=0,95$ , визначена необхідна кількість вимірювань, яка в даному випадку складає три. Вірогідність різниці середніх результатів вимірювань перевіряли за критерієм Стюдента.

Аналіз отриманих експериментальним шляхом графічних залежностей продуктивності за різних частот обертання барабана

показує (рис. 3), що питома подача матеріалу  $q_n$  ( $\frac{\tilde{a}}{\tilde{n} \cdot \tilde{i}}$ ) значною

мірою залежить від сипкості добрив, частоти обертання барабана та перерізу висівного вікна. Так, під час висіву тукосуміші „Урожай” вологістю 1,3 %, при частоті обертання барабана  $18,0 \text{ с}^{-1}$  та висоті

висівного вікна 0,010 м питома подача становила  $45 \frac{\tilde{a}}{\tilde{n} \cdot \tilde{i}}$ , а за

збільшеної висоти вікна до 0,035 м –  $750 \frac{\tilde{a}}{\tilde{n} \cdot \tilde{i}}$ . Збільшення частоти

обертання до  $25,7 \text{ с}^{-1}$  призводить до збільшення продуктивності

висівного апарату на 14 % і становить  $1050 \frac{\tilde{a}}{\tilde{n} \cdot \tilde{i}}$  (3780 кг/га).

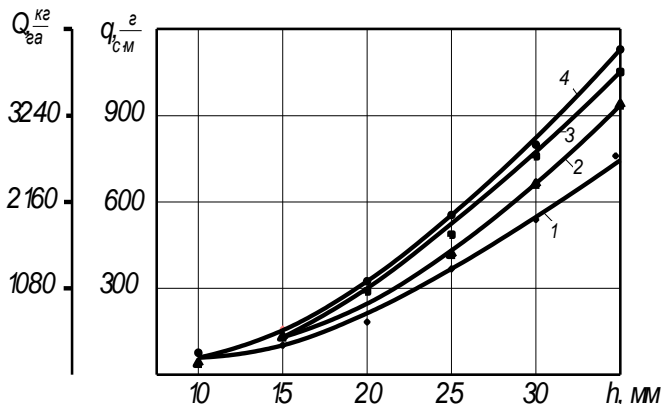


Рис. 3. Залежність продуктивності туковисівного апарата від висоти висівного вікна за частоти обертання висівного барабана: 1 – 18,0 с<sup>-1</sup>; 2 – 23,2 с<sup>-1</sup>; 3 – 25,7 с<sup>-1</sup>; 4 – 30,9 с<sup>-1</sup>

Технологічну надійність процесу висіву перевіряли при використанні вапна вологістю 3,5 % і деяких конструктивних змінах туковисівного апарата, що забезпечують збільшення його продуктивності (рис. 4). За частоти обертання барабана 25,7 с<sup>-1</sup> і при висоті висівного вікна 0,050 м питома подача становила  $480 \frac{\bar{a}}{\bar{n} \cdot \bar{i}}$  (1728 кг/га).

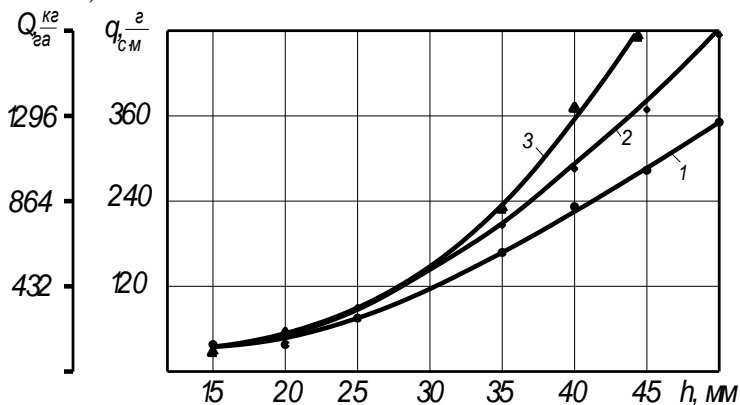


Рис. 4. Залежність продуктивності туковисівного апарата від висоти висівного вікна за частоти обертання висівного барабана: 1 – 18,0 с<sup>-1</sup>; 2 – 25,7 с<sup>-1</sup>; 3 – 30,9 с<sup>-1</sup>

### **Висновки.**

1. Розроблений туковисівний апарат задовольняє, в основному, агротехнічні, експлуатаційні та конструктивні вимоги, може використовуватись для внесення повної дози добрив, підживлення рослин, суцільного розсіювання матеріалів поверхнею поля. Апарат задовільно справляється з гранульованими сипкими (тукосуміш) та порошковидними малосипкими (вапно, калімагnezія) добривами, забезпечуючи дозу внесення від 50 до 4300 кг/га.

2. Продуктивність висіву (питома подача) залежить від висоти висівного вікна (10...55 мм) та частоти обертання висівного барабана (18,0...30,9 с<sup>-1</sup>). Оптимальною є частота обертання у 20...25 с<sup>-1</sup>, а максимальна висота висівного вікна – 55 мм.

### **Література**

1. Белов Г.Д., Дьяченко В.А. Механизация локального внесения минеральных удобрений. – Минск: Урожай, 1977. – 80 с.
2. Бобко Е.В. Избранные сочинения. – М.: Сельхозиздат, 1963. – 359 с.
3. Боровский А. И др. Способы внесения удобрений и урожай. // Змледелие №12. – 1975. – с. 48–49.
4. А. с. №1274640 СССР, МКИА01С15/00. Туковысевающий аппарат (его варианты) / Попко В.И. и др. (СССР). – Оpubл. 1986, бюл. №45.
5. Дідух В.Ф., Сацюк В.В. Обґрунтування кутової швидкості лопаті засобу для приготування дрібнодисперсної суміші // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка. – Випуск 47. – Харків: ХНТУСГ, 2006. – С. 50–54.

*Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс*

УДК. 669.539

© П.В. Попович, к.т.н., А.В. Бабій, к.т.н., Н.І. Хомик, к.т.н., А. Дутка  
Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя

## **ОЦІНКА НАДІЙНОСТІ МАШИН ДЛЯ ХІМІЧНОГО ЗАХИСТУ В РОСЛИННИЦТВІ**

*Запропоновано підходи, що доповнюють теорію та практику оцінки і пошуку методики прогнозування несучої здатності і залишкової довговічності базових вузлів мобільних сільськогосподарських машин.*

### **НАДІЙНІСТЬ, МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ, ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ.**

**Постановка проблеми.** Технічний рівень та показники якості вітчизняної сільськогосподарської техніки та тенденції їх зміни свідчать про надто повільний ріст даних параметрів [1, 2]. Домінуючим чинником у надійності та довговічності є надійність робочих органів, а також несучих рам і підвісок, які можуть обмежити вказані параметри цілому (рис. 1). При роботі зварних вузлів рам с/г машин найменшу довговічність мають зварні з'єднання. Причина руйнування — різкий перепад жорсткості при переході від одного елементу вузла до іншого, велике скупчення зварних швів, їхнє розміщення у місцях високих напружень при дії експлуатаційних навантажень, дефекти зварних з'єднань.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Дослідження надійності і довговічності машин для хімічного захисту в рослинництві базуються на традиційному обчисленні міцності за допустимими напруженнями, для оцінки ресурсу конструкцій традиційно застосовують методи оцінки втомної міцності, в основу яких покладено фізичні моделі раптових відмов [3,4]. На основі фіксації виникнення спонтанних відмов проводять їх статистичну обробку і обґрунтовують відповідність конструкцій нормативним параметрам. При розрахунках міцності за допустимими напруженнями запас міцності не характеризує дійсного стану ресурсу роботи та причин руйнування основних несучих базових вузлів с/г машин, а також технологічних та експлуатаційних факторів.



Рис. 1. Вихід з ладу металоконструкцій мобільних сільськогосподарських машин

**Мета досліджень** є вдосконалення методології проектування зварних вузлів конструкцій мобільних машин для прискореної оцінки довговічності.

**Результати досліджень.** Відчутний ефект досягається шляхом вирішення проблем аналітично – пошукового та експериментально – дослідницького характеру:

- розробка алгоритму НДС конструкцій в динамічній постановці задачі з відповідним програмним забезпеченням і отримання на цій основі вірогідних числових значень шуканих параметрів;

- визначення реальної динаміки навантаженості розглядуваного об'єкта шляхом проведення ґрунтовних експериментальних досліджень в натурних умовах експлуатації машин на найбільш характерних рельєфах і кліматичних зонах, з вибором особливостей оброблюваних площ. Наступною процедурою є статистична обробка отриманого цифрового матеріалу;



– вироблення критеріїв оцінки міцності з позиції тріщиностійкості при мало і багатоцикловому втомному руйнуванні.

Прогнозування надійності та ресурсу роботи металоконструкцій зварних рам на стадії проектування машин вимагає проведення системи цільових експериментів, які передбачають розв'язок наступних основних задач: створення моделі НДС конструкції, який відповідає реальним умовам експлуатації машин даного класу; прогноз надійності конструкції. Ефективність розв'язання цих задач в значній мірі залежить і визначається об'єктом і достовірністю експериментальних даних, тому, враховуючи, що дослідження НДС та навантажень здійснюються, як правило, одночасно, необхідно дотримуватись загальних вимог до об'єкта дослідження і умов його експлуатації. Основою для створення моделей НДС конструкцій є натурні і напівнатурні експерименти на зразках, вирізаних переважно з реальних елементів машин. Основні вимоги до методики проведення напівнатурних досліджень передбачають обґрунтований і правильний вибір схеми навантаження та режиму досліджень. Вони повинні забезпечити відтворення характеру і виду руйнування типових для конкретного елемента конструкції, що відповідають експлуатаційним руйнуванням. При цьому не завжди відтворюють повністю весь експлуатаційний характер навантаження, оскільки об'єкт, що досліджується, завжди може бути аналогічно зруйнований і без повного відтворення експлуатаційної навантаженості, тобто при імітації його навантаженості. Це дозволяє набагато простіше здійснювати вибір схеми навантаження, більш широко використовувати універсальне дослідне обладнання.

При виборі параметрів режиму циклічного навантажування натурних деталей, або елементів конструкцій необхідно дотримуватися відповідних принципів та враховувати:

1) експлуатаційний характер руйнування при лабораторних дослідженнях може бути виявлений при відповідному виборі схеми навантаження, причому важливе значення має режим навантаження за величиною та частотою їх прикладання; зміна навантаженості приводить до зміни механізму руйнування;

2) чим вище значення перевантаження по відношенню до границі витривалості матеріалу, тим менший ефективний коефіцієнт концентрації напружень, що може дати помилкове уявлення про фактичну дію того чи іншого концентратора напружень у випадку роботи деталі на протязі довшого часу;



3) корозійний ефект із підвищенням частоти досліджень і рівня прикладених навантажень підвищується і збільшується разом із збільшенням бази.

Завдяки даним дослідженням маємо можливість з максимальною вірогідністю та точністю визначити фактичну міцність і установити ресурс критичних елементів основних несучих конструкцій сільськогосподарських машин. Це обумовлено тим, що натурні вузли (деталі) у більшості випадків відрізняються незначно від малогабаритних зразків, виготовлених чи безпосередньо вирізаних із тих же профілів; характер епюр, також напрям дії сил залишається без змін. Не змінюється і градієнт механічних властивостей по перерізу у зв'язку з такою ж технологією виготовлення зразків [2].

Аналогічно, як і в натурних конструкціях, витривалість вирізаних із них (чи виготовлених) малогабаритних зразків у значній мірі залежить від сумарної (одночасної) дії наступних факторів: напруженого стану, який викликаний умовами навантаження, нерівномірності розподілення і концентрації напружень, впливу абсолютних розмірів, масштабного фактору, стану поверхневого шару і дією залишкових напружень, впливу експлуатаційних умов (частоти навантаження і т.п.). Для оцінки характеру напруженого стану елементів конструкції і визначення шляхів пошуку оптимальних параметрів важливе значення має теоретичний підхід до визначення силових факторів у перерізі елемента за повним напруженим станом. При розробці теоретичних засад усунення "зайвих" в'язей основних несучих конструктивних структур, особливо мобільних сільськогосподарських машин, досить ефективним виявився метод оснований на принципі мінімуму потенціальної енергії деформації [2]. Особливий ефект отримано при модифікації цього методу з врахуванням лише енергії деформації від депланації елементів відкритого профілю і розробка на цій основі комбінованого методу. Для врахування динамічних навантажень, які виникають при експлуатації, проводиться їхнє експериментальне визначення. Відповідні компоненти динамічних навантажень та прискорень реєструються в умовах, максимально наближених до експлуатаційних. Для визначення динамічних навантажень, що виникають в реальних умовах експлуатації машин, розроблені і виготовлені спеціальні вимірювальні пристрої, стандартні і натуральні зразки, а також пристрої для їх випробувань на універсальному обладнанні. Це дозволяє складати програми випробувань для визначення динамічних показників у найбільш характерних умовах експлуатації, особливо мобільних сільськогосподарських машин і бурякозбиральних

комплексів зокрема. Крім цього, забезпечується проведення випробувань на циклічну тріщиностійкість конструкційних матеріалів і натурних зразків виготовлених відповідно реальній конструкції. Методика експериментальних досліджень реалізується здебільшого встановленням спеціальних динамометрів [3] під опори основних мас на раму, вісь ходової частини, несучий каркас тієї чи іншої машин або агрегата (рис.2). Реєстрація випадкових величин проводиться безпосереднім введенням числових даних в пам'ять комп'ютера, з наступною статистичною обробкою і систематизацією. Визначення трьохкомпонентних динамічних характеристик, проводиться у відповідності до розміщення динамометрів на машинах. Дослідження динамічної навантаженості проводиться за схемою у відповідності з режимом виконання технологічного процесу машинно–тракторним агрегатом. Визначення фактичних напружень в окремих перетинах і встановлення адекватності з аналітичними значеннями проводяться у відповідності з відомими методиками [4, 5].

Аналіз напруженого стану рам с/г машин дозволяє знайти елементи, найбільш небезпечні з точки зору тріщиностійкості (наприклад, січення, в яких високий рівень навантаженості поєднується з концентрацією напружень). На наступних етапах розрахунку доцільно провести аналітичне дослідження напружено–деформованого стану рами з тріщиною у виділеному елементі рами і експериментальне визначення основних характеристик циклічної тріщиностійкості для даного матеріалу в умовах експлуатації.



Рис.2. Встановлення вимірювальних засобів для проведення експериментальних досліджень навантаженості

Процес розвитку тріщини описується диференціальними рівняннями. Інтегрування цих рівнянь дозволяє отримати рішення поставленої задачі – побудувати залежність довговічності рами від початкового розміру дефекту. Також визначаються розміри допустимих дефектів конструкції за розрахунковий період її експлуатації. Для розробки методики оцінки несучої здатності і залишкової довговічності мобільних с/г машин, для заданого класу машин, за механізмами навантаженості несучих елементів та вузлів (геометрично можуть бути не подібними) формуються класи несучих вузлів. Для кожного з класів будуються розрахункові моделі на основі першого закону термодинаміки: складається баланс енергії і зміни швидкості енергії для конструкції сільськогосподарської машини, після обчислюється швидкість руйнування і прогнозується ресурс роботи.

**Висновок.** Запропоновано підходи, що доповнюють теорію та практику оцінки і пошуку методики прогнозування несучої здатності і залишкової довговічності базових вузлів мобільних сільськогосподарських машин, які підвищують зручність і точність проведення розрахунків показників надійності елементів конструкцій машин для хімічного захисту в рослинництві.

### Література

1. Гуков Я.С. Проблеми вітчизняного сільськогосподарського машинобудування та шляхи їх вирішення / Я.С. Гуков //Техніка АПК. 2006. – № 5. –С. 12.
2. Рибак Т. І. Пошукове конструювання на базі оптимізації ресурсу мобільних сільськогосподарських машин/ Рибак Т. І. // – ВАТ. ”ТВПК “ЗБРУЧ”, 2003. – 332 с.
3. ДСТУ 3483–96. Надійність техніки. Моделі відмов. Держстандарт України, 1996. – 42 с.
4. Підгурський М.І. Оцінка ві дефектності зварних з'єднань на надійність сільськогосподарської техніки/ М.І. Підгурський, Т.І. Рибак, М.Я. Сташків // Вісник ХНТУСГ. – Харків, 2007. – Вип. 64.– С. 289–295.
5. Випадкові величини (явища) та їх систематизація в аналітичних та експериментальних досліджень. Методичний посібник / Т.І. Рибак, Я.Т. Рибак, В.А. Парацій, Н.І. Хомик. – Тернопіль–Львів, 1998. – 52 с.

*Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух*

УДК 631.521

© Т.М. Приймак

Луцький національний технічний університет

## **СТАТИСТИЧНИЙ АНАЛІЗ ПОГОДНИХ УМОВ У ПЕРІОД ЗБИРАННЯ ЛЬОНУ–ДОВГУНЦЯ ДЛЯ ВОЛИНСЬКОЇ ОБЛАСТІ**

*У статті наведено статистичний аналіз метеорологічних умов у період проведення збиральних робіт.*

### **ЛЬОНОСИРОВИНА, ЗБИРАЛЬНІ РОБОТИ, ПОГОДНІ УМОВИ.**

**Постановка проблеми.** Якість льонопродукції обумовлюється рівнем виконання збиральних робіт. Збирання – важливий етап виробництва льону–довгунця, від якого залежить не лише збереження врожаю, а й якість льоносировини. На формування якості льоносировини, яку отримують у господарствах Волинської області значний вплив мають несприятливі погодні умови в період проведення збиральних робіт

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Питання раціональної побудови виробничих процесів розглядалися у роботах А.С. Болотова [1], В.І. Віноградова [2]. Великий внесок у створення технічних засобів і розробку раціональних технологій збирання зробили Г.А. Хайліс [3], М.М. Ковальов [4], М.М. Биков [5] та багато інших. Зокрема, М.М. Биков [5] у своїй роботі дослідив процес природного сушіння льоносировини за умови різних погодних умов. Автор наголошує на тому, що машинна технологія збирання у складних погодних умовах втрачає свою ефективність. Причина полягає у зменшенні часу, коли льоносировина знаходиться у стані кондиційної вологи і його якість залишається високою. У роботі [6] автор також наголошує на значному зменшенні якості льоносировини внаслідок застосування машинної технології під час збирання льоносировини, яка підлягала просушуванню після неоднократних опадів.

Аналіз відомих досліджень, які присвячені збиранню льону–довгунця у несприятливих погодних умовах, виявив, що якість льоносировини значно зменшується через відсутність потрібного резерву часу на виконання механізованих операцій. Усунути цей недолік можна за рахунок проведення оптимізації складу технічних засобів для здійснення збиральних робіт. Розв’язати задачу оптимізації

можливо лише з використанням даних аналізу погодно-кліматичних умов регіону.

**Мета дослідження.** Метою дослідження є аналіз погодно-кліматичних умов Західного регіону України, зокрема Волинської області.

**Результати дослідження.** Волинська область розташовується на північному заході України і характеризується помірно континентальним кліматом. У середньому за рік на Волині випадає 560–620 мм опадів. Середньорічні температури в межах області становлять 7,0–7,5°C. Важливою характеристикою термічного режиму є суми температур, якими визначаються потреби рослин у теплі.

Суми температур за період зі стійкими температурами, вищими від 5°C, тобто за вегетаційний період, досягають по області 2840–2930°C, а кількість тепла, яку одержують рослини в області за період активної вегетації (суми температур за період з температурами, вищими від 10°C), становить 2495–2580°C.

Глибина промерзання ґрунту в області незначна і в середньому становить 20–25 см. Навіть у найсуворіші зими промерзання ґрунту не перевищує 110 см, але в окремі роки він не промерзає і сніг випадає на мокрий ґрунт.

Негативним проявом є те, що у період виконання збиральних робіт, в тому числі й в серпні, а також у вересні місяці спостерігається найбільша кількість опадів (до 80–90 мм за місяць). Це значно ускладнює проведення збиральних робіт.

Природні умови Волинської області викликають високу вологість льоносорівини під час збирання, що веде до зменшення її якості. Для вилежування льняної трести необхідна суха тепла погода. Погодні умови вносять корективи у строки проведення збиральних робіт, а також повинні враховуватись під час вибору технологій збирання.

Аналіз погодних умов Волинської області був виконаний на базі даних, поданих у таблиці.

За даними таблиці розраховувались наступні показники:

- середньоквадратичне відхилення:

$$\sigma = \frac{1}{n_j - 1} \sqrt{\sum_1^n (x_i - x_{сер})^2}, \quad (1)$$

де  $n_j$  – кількість вихідних даних, зафіксованих на протязі місяця;

$x_i$  – поточне значення параметру;  $x_{сер}$  – середнє значення;

Таблиця. Метеорологічні дані суми опадів у серпні місяці у Волинській області (2006–2010 роки)

Роки		Сума опадів, мм		
		Серпень	Середня багаторічна	% до норми
2006	I декада	52	19	274
	II декада	54	27	200
	III декада	33	15	220
	Сума	139	61	–
2007	I декада	27,5	19	145
	II декада	49,1	27	182
	III декада	3,7	15	25
	Сума	80,3	61	–
2008	I декада	29	19	153
	II декада	2	27	8
	III декада	52	15	347
	Сума	83	61	–
2009	I декада	3	19	16
	II декада	11	27	41
	III декада	14	15	94
	Сума	28	61	–
2010	I декада	41	19	216
	II декада	11	27	41
	III декада	44	15	294
	Сума	96	61	–

- ймовірність випадіння опадів:

$$P = \frac{m(A)}{n_j}, \quad (2)$$

де  $m(A)$  – кількість днів із опадами (підрахунок ведеться за 1 місяць);  
 $n_j$  – число дослідів (кількість днів у місяці).

На рисунку поданий графік зміни сумарних опадів протягом місяця за роками.

Як бачимо, крива має змінні ділянки – носить коливний характер. Для серпня місяця кількість опадів змінюється від 28 до 139 мм. Для вересня від 12 до 126 мм. Тобто кількість опадів у серпні значно більша. Цей факт впливає на зростання строків вилежування льонотрести та проведення збиральних робіт.

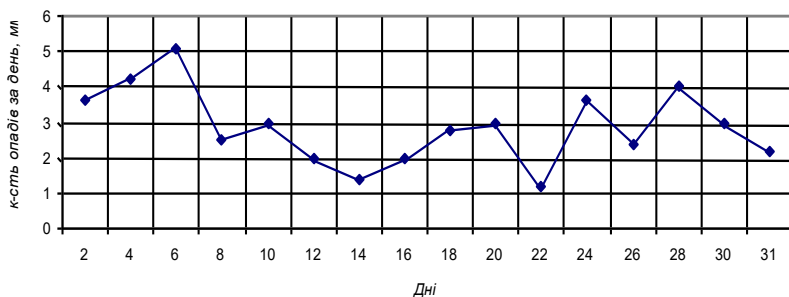


Рис. Динаміка зміни суми опадів у серпні місяці (2006–2010 роки)

**Висновок.** Для збільшення ефективності виконання збиральних робіт, ефективного використання часу, коли льоносировина має некондиційну вологу, необхідно оптимізувати строки проведення технологічних операцій та склад технічних засобів для їхнього виконання. Вихідними даними для вирішення окреслених задач є статистичні характеристики за погодними умовами.

### Література

1. Болотов А.С. Методические вопросы обоснования оптимальной потребности хозяйств в технике. – Звенигород, 1982. – С.63–70.
2. Виноградов В.И., Саклаков В.Д. Методика обоснования оптимального состава и методов использования парка уборочных машин. – Челябинск, 1977.
3. Льноуборочные машины / Г.А. Хайлис, Н.Н. Быков, В.Н. Бухаркин и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с., ил.
4. Ковалев М.М. Ресурсосберегающая технология комбинированной уборки льна-долгунца / М.М. Ковалев, Б.А. Поздняков // Интенсификация машинных технологий производства и переработки льнопродукции: Мат. Межд. науч.-практ. конф., Тверь, 15–16 июля 2004. – Ч.1. – Тверь, 2004. – С.73–87.
5. Быков Н.Н. Обоснование рационального варианта подбора тресты в условиях повышенного увлажнения. Сб. науч. тр. ВНИИЛ, Торжок, 1983. – С.61–71.
6. Труш М.М. Что дает раздельная уборка льна-долгунца // Технические культуры. – 1991. – №4. – С.15–16.

*Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайлис*



УДК 622.331

© Т.І. Рибак, д.т.н., П.В. Попович, к.т.н., С.П. Сікорський  
Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя

## **АНАЛІТИЧНІ ЗАЛЕЖНОСТІ ВЗАЄМОДІЇ ТВЕРДИХ ОРГАНІЧНИХ ДОБРИВ З ВЕРТИКАЛЬНИМИ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ РОЗКИДАЧІВ**

*Описано процес руху органічних добрив поверхнею вертикального бітера. Запропонована аналітична модель траєкторії руху добрив залежно від маси частинки, кута нахилу та числа обертів бітера. Отримано геометричні і конструктивні характеристики як функції силових та геометричних параметрів процесу розкидання твердих органічних добрив.*

### **ВЕРТИКАЛЬНИЙ БІТЕР, ОРГАНІЧНІ ДОБРИВА, КОРСТРУКТИВНІ ПАРАМЕТРИ.**

**Постановка проблеми.** Одним із важливих процесів в рослинництві є внесення твердих органічних добрив, для чого використовують розкидачі. Як правило, розкидачі твердих органічних добрив складаються з несучої рами з ходовою частиною, кузова з дном, яке оснащується планчастим транспортером, робочих органів, частіше у вигляді вертикальних чи горизонтальних бітерів та механізму приводу. Поздовжній транспортер днища кузова розкидача виготовляють двострічковим або однострічковим конвеєром із використанням якірного ланцюга і металевих планок. Швидкість поздовжнього конвеєра регулюють за допомогою кулісного механізму. Розкидачі для внесення твердих органічних добрив в Україні, зокрема, виготовляються ВАТ “Ковельсільмаш”: МТО–6, МТО–7, МТО–12, РТД –14. Розкидачі твердих добрив МТО, змонтованим на двовісному колісному ході, причіпним, надають руху від вала відбору потужності трактора. Робочі органи — два горизонтальні лопатеві вали. Транспортер днища обладнаний кулісним механізмом для регулювання швидкості транспортера. Розкидачі твердих добрив РТД обладнуються вертикальними робочими органами. За кордоном розкидачі твердих органічних добрив виробляють “Бергманн”, “Кемпер”. “Штраутманн”, “Вельгер”, “Тebbe”, “Аннабургер”, “Хаве”, “Кухманн” (Німеччина); “Міро”, “Ролланд”, “Лебоулх”, “Джантіль”, “Брімонт” (Франція); СР, ”Аг–Хем” (Нідерланди). і т.д. Такі розкидачі твердих органічних добрив обладнують горизонтальними двовальними або одновальними лопатевими валами; горизонтальними двовальними або одновальними

лопатовими валами з розташованими нижче від них двома розкидаючими дисками великого діаметра; вертикальними двовальними або чотиривальними лопатовими валами; вертикальним диском великого діаметра, установленим у передній частині кузова. Розкидачі з горизонтальними одно- або двовальними лопатовими валами широко використовують на розкиданні традиційного гною, отриманому при використанні соломяної підстилки. Для збільшення ширини розкидання добрив більшість фірм почала розмішувати нижче горизонтальних лопатових валів два великого діаметра диски, обладнані лопатками. Значна частина західних фірм обладнує розкидачі твердих органічних добрив вертикальними дво- або чотирилопатовими шнеками, які, за оцінками західних фахівців, краще працюють на розсипчастому перегної. У нижній частині вертикальні лопатеві вали обладнані горизонтальними дисками з напрямними лопатками. Основні недоліки закордонних машин аналогічні вітчизняним. Це низька щільність розкидання добрив через відсутність подрібнюючих елементів, значні вібрації робочих органів через їх незбалансованість і нерівномірність подачі матеріалу на оберткові робочі органи. Також емпіричним шляхом можна зауважити суттєві деформації лопатей бітера (рис.1) [2, 4].



Рис.1. Деформації бітерів в технологічному процесі з напівперепрілим гноєм

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Використання у якості розкидаючого робочого органу вертикальних бітерів викликає значні динамічні навантаження та коливання розкидачів твердих органічних добрив, особливо після розвантаження кузова машини більше 50%. Крім того, має місце недосконалість подавальних і

розкидаючих робочих органів, їхнє розташування в компоновальних схемах машин, а також неправильний вибір їх конструктивно-технологічних параметрів та режимів роботи. У відомих працях, зокрема [2, 4, 6, 7], рух тіла поверхнею шнека описується як рух матеріальної частинки під дією системи сил, що є вірним, проте значно спрощує точність припущенням. Доцільним є розробка моделі руху органічного добрива поверхнею розкидаючого бітера для отримання траєкторії руху як функції маси частинки  $m$ , кута нахилу бітера  $\theta$  і числа обертів барабана  $n$  з подальшими обчисленнями навантаженості робочих органів розкидача разом з коливаннями під час виконання технологічного процесу для отримання конструктивних і функціональних параметрів при оптимізації та прогнозуванні надійності роботи.

**Мета дослідження.** Розробити математичну модель для отримання траєкторії руху і визначення дальності польоту добрива в залежності від маси частинки  $m$ , кута нахилу бітера  $\theta$  і числа обертів барабана  $n$ .

**Результати досліджень.** Розглянемо процес переміщення певної маси твердого органічного добрива поверхнею бітера, позначеної  $D$  [1, 3].

$D$  визначається рівнянням

$$\varphi(t, x, y, z) = 0. \quad (1)$$

Умова колінеарності нормальної сили реакції поверхні  $N$  і вектора нормалі до нульової поверхні рівня  $grad\varphi$  виражає співвідношення, рівні частини якого позначимо через скалярну функцію координат і часу множник Лагранжа  $\lambda$ :

$$\frac{N_x}{\frac{\partial \varphi}{\partial x}} = \frac{N_y}{\frac{\partial \varphi}{\partial y}} = \frac{N_z}{\frac{\partial \varphi}{\partial z}} = \lambda. \quad (2)$$

За цією умовою отримаємо:

$$N = \lambda \left( \frac{\partial \varphi}{\partial x} i + \frac{\partial \varphi}{\partial y} j + \frac{\partial \varphi}{\partial z} k \right) = \lambda grad\varphi = \lambda \nabla \varphi. \quad (3)$$

Нормальне рівняння площини бітера, нормаль до якої утворює з осями координат  $x'$ ,  $y'$ ,  $z'$ , відповідно, кути  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$ , набуває вигляду

$$x' \cos \alpha + y' \cos \beta + z' \cos \gamma = P, \quad (4)$$

де  $P$  – відстань від початку координат до точки  $\dot{I}$  на площині (рис.2).

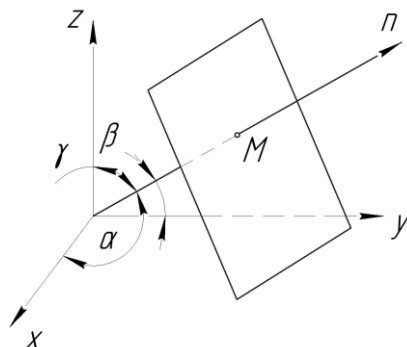


Рис. 2. Схематизація параметрів рівнянь зв'язку

Нехай з машиною зв'язується нерухома система координат  $x, y, z$ . В частинці добрив, яка рухається поверхнею бітера, знаходиться система координат  $x', y', z'$ . Вісь  $z'$  рухомої системи координат направлена вверх паралельно осі бітера під кутом  $\theta$  до вертикалі у напрямку руху агрегата. Вісь  $x'$  спрямовується в напрямку руху частинки гвинтовою поверхнею, вісь  $y'$  розміщена перпендикулярно до  $x'$ . Припускається, що напрямки осей  $z$  і  $z'$  в початкових моментах часу співпадають. Також система координат  $x', y', z'$  обертається разом з тілом навколо осі  $z'$  з кутовою швидкістю  $\omega$ .

Під час повороту рухомої системи координат на кут  $\varphi$  в напрямку дії кутової швидкості відносно нерухомої системи координат, існуючий зв'язок між системами виражається залежностями

$$\begin{cases} \tilde{\delta} = \delta' \cos \varphi - y' \sin \varphi; \\ y = \delta' \sin \varphi + y' \cos \varphi; \\ z = z', \end{cases} \quad (5)$$

після перетворень

$$\begin{cases} \delta' = \tilde{\delta} \cos \varphi + y \sin \varphi; \\ y' = y \cos \varphi - \tilde{\delta} \sin \varphi; \\ z' = z. \end{cases} \quad (6)$$

Використовуючи формули (6) при  $\varphi = \omega t$ , рівняння геометричного нестационарного зв'язку в нерухомій системі координат

$$x(\cos \alpha \cos \omega t - \cos \beta \sin \omega t) + y(\cos \alpha \sin \omega t + \cos \beta \cos \omega t) + z \cos \gamma = P. \quad (7)$$

На частинку  $M$  (рис. 3) діють: сила ваги  $mg$ , де  $m$  – маса частини твердого добрива; відцентрова сила інерції  $m\omega^2 r$ ; коріолісова сила  $2m\omega V$ ; нормальна реакція поверхні бітера  $\lambda \overline{grad\varphi}$ ; сила тертя матеріалу поверхнею бітера  $f|\lambda \overline{grad\varphi}|V/g$ , яка прямопропорційна нормальній реакції і направлена в протилежному до відносної швидкості напрямку, де  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання частинки добрива гвинтовою поверхнею та  $V/g$  – одиничний вектор, що вказує напрямком швидкості  $V$ .

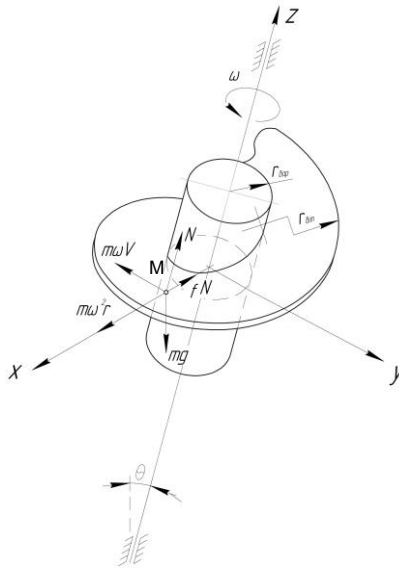


Рис. 3. Розрахункова схема переміщення частинки добрива поверхнею бітера

Рівняння руху частинки матеріалу площиною бітера

$$m \frac{d^2 r}{dt^2} = m\omega^2 r + 2m\omega V + mg + \lambda \overline{grad\varphi} - f|\lambda \overline{grad\varphi}| \frac{V}{g}.$$

Диференціальне рівняння руху (8) в системі координат  $x, y, z$ .

$$\left\{ \begin{array}{l} m \ddot{x} = m\omega^2 x - mg \sin \theta - f |\lambda \nabla_x \varphi| \frac{x}{g}; \\ m \ddot{y} = -2m\omega x; \\ m \ddot{z} = \lambda \nabla_z \varphi - mg \cos \theta. \end{array} \right. \quad (9)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \nabla_x \varphi = (\cos \alpha \cos \omega t - \cos \beta \sin \omega t); \\ \nabla_y \varphi = (\cos \alpha \sin \omega t + \cos \beta \cos \omega t); \\ \nabla_z \varphi = \cos \gamma. \end{array} \right. \quad (10)$$

Продиференціювавши рівняння зв'язку (7) двічі за часом, після перетворень

$$x \ddot{\nabla}_x \varphi + y \ddot{\nabla}_y \varphi + z \ddot{\nabla}_z \varphi - \omega(2x + \omega y) \nabla_y \varphi + \omega(2y - \omega x) \nabla_x \varphi = 0. \quad (11)$$

Виразивши  $x$ ,  $y$ ,  $z$  з (9) з урахуванням (11), залежність для визначення  $\lambda$

$$\lambda = \frac{m \cdot \left( (2\omega y - g \sin \theta) \nabla_x \varphi - (4\omega x + \omega^2 y) \nabla_y \varphi - g \cos \theta \nabla_z \varphi \right)}{\nabla_z^2 \varphi - f \nabla_x^2 \varphi}. \quad (12)$$

З (12) і (9)

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{x} = \omega^2 x - g \sin \theta - \frac{f (\cos \alpha \cos \omega t - \cos \beta \sin \omega t)}{\cos^2 \gamma - f (\cos \alpha \cos \omega t - \cos \beta \sin \omega t)^2} \times \\ \times \left( (2\omega y - g \sin \theta) (\cos \alpha \cos \omega t - \cos \beta \sin \omega t) - \omega (4x + \omega y) \times \right. \\ \left. \times (\cos \alpha \sin \omega t + \cos \beta \cos \omega t) - g \cos \theta \cos \gamma \right); \\ \ddot{y} = -2\omega x; \\ \ddot{z} = -g \cos \theta + \frac{\cos \gamma}{\cos^2 \gamma - f (\cos \alpha \cos \omega t - \cos \beta \sin \omega t)^2} \times \\ \times \left( (2\omega y - g \sin \theta) (\cos \alpha \cos \omega t - \cos \beta \sin \omega t) - \omega (4x + \omega y) \times \right. \\ \left. \times (\cos \alpha \sin \omega t + \cos \beta \cos \omega t) - g \cos \theta \cos \gamma \right). \end{array} \right. \quad (13)$$

Для інтегрування одержаної системи диференціальних рівнянь другого порядку, виконавши ряд перетворень  $x = \bar{o}_1$ ,  $y = \bar{o}_2$ ,  $z = \bar{o}_3$ , використовуючи правило пониження степенів отримується система диференціальних рівнянь першого порядку

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \bar{o}_4; \\ \dot{x}_2 = \bar{o}_5; \\ \dot{x}_3 = \bar{o}_6; \\ \dot{x}_4 = \omega^2 x_1 - g \sin \theta - fF(\cos \alpha \cos \omega t - \cos \beta \sin \omega t); \\ \dot{x}_5 = -2\omega x_4; \\ \dot{x}_6 = F \cos \gamma - g \cos \theta, \end{cases} \quad (14)$$

де

$$F = (2\omega x_5 - g \sin \theta)(\cos \alpha \cos \omega t - \cos \beta \sin \omega t) - \omega \times \\ \times (4x_4 + \omega y)(\cos \alpha \sin \omega t + \cos \beta \cos \omega t) - g \cos \theta \cos \gamma / \\ / (\cos^2 \gamma - f(\cos \alpha \cos \omega t - \cos \beta \sin \omega t)^2).$$

Вказана система інтегрується будь-яким з відомих числових методів. Найбільш ефективним при розгляді даної задачі є метод Рунге–Кутта 4-го порядку. Для знаходження числового розв’язку задачі необхідно задати початкові умови, які в загальному вигляді при  $t = t_0$ :

$$x_1 = x_{10}, x_2 = x_{20}, x_3 = x_{30}, x_4 = x_{40}, x_5 = x_{50}, x_6 = x_{60}. \quad (15)$$

де  $x_{10}$ ,  $x_{20}$ ,  $x_{30}$  – координати точки, а  $x_{40}$ ,  $x_{50}$ ,  $x_{60}$  – проекції швидкості точки на нерухомій осі координат в поточний момент часу.

Вважається, що для подальшого вивчення руху на основі запропонованої моделі даний момент часу є початковим, добриво потрапляє на площину  $z = 0$ .

Тоді

$$\begin{cases} x_{10} = r_{\dot{a}\dot{a}\dot{e}}; \\ x_{20} = r_{\dot{a}\dot{a}\dot{e}}; \\ x_{30} = 0. \end{cases} \quad (16)$$

Проекційні початкові швидкості добрива на осі нерухомої системи координат

$$\begin{cases} x_{40} = r_{\text{ддв}} \omega; \\ x_{50} = r_{\text{ддв}} \omega; \\ x_{60} = 0. \end{cases} \quad (17)$$

Використовуючи метод Рунге–Кутта, система рівнянь (13) інтегрується на довільному проміжку часу, починаючи з  $t = t_0$ . При цьому необхідною і достатньою умовою є контроль руху точки за рівнянням зв'язку (7), при чому в процесі обчислень контролюється величина, яка визначає відстань матеріальної маси від осі вала

$$d = x_1^2 + x_2^2. \quad (18)$$

Обчислення закінчувалися у разі виконання умови, яка означає, що маса покидає площину бітера і далі вільно рухається в просторі під дією власної ваги і опору повітря

$$d \geq r_{\text{дв}}. \quad (19)$$

**Висновки.** Складено аналітичні залежності процесу руху органічного добрива поверхнею розкидаючого бітера і математична модель для отримання траєкторії руху та визначення дальності польоту добрива в залежності від маси частинки  $m$ , кута нахилу бітера  $\theta$  і числа обертів барабана  $n$ . Геометричні і конструктивні характеристики характеризуються залежностями (7) і (9). Користуючись вказаними залежностями, можемо одержувати вихідні конструктивні параметри проектування вертикального гвинтового пристрою для розкидання органічних добрив, також його удосконалення, оптимізації за надійністю.

#### Література

1. Бутенин Н.В., Лунц Я.Л. Меркин Д.Р. Курс теоретической механики: Учебник. Т. II.: Динамика / Н.В. Бутенин, Я.Л. Лунц, Д.Р. Меркин. – М.: Наука, 1979. – 544 с.
2. Бабарика С.Ф. Обґрунтування параметрів робочих органів машин для поверхневого внесення сапропелів. Дис. канд. наук / Бабарика С.Ф. –Тернопіль.: ТНТУ ім. І. Пулюя, 2010. – 193с.
3. Кильчевский Н.А. Курс теоретической механики. – Т. I Кинематика, статика, динамика точки / Н.А. Кильчевский. – М.: Наука, 1977. – 480 с.
4. Рибак Т.І. Пошукове конструювання на базі оптимізації ресурсу мобільних сільськогосподарських машин / Т.І. Рибак. – Тернопіль: Збруч, 2003. – 332 с.
5. В. Ясенецький. Розкидачі твердих органічних добрив / В. Ясенецький// Аграрний сектор України:–<http://www.agroua.net>, 2010.



6. Гевко Б.М. Механізми з гвинтовими пристроями / Б.М. Гевко, М.Г. Данильченко, Р.М. Рогатинський та ін. – Львів: Світ, 1992. – 380с.

7. Пилипець М.І. Обґрунтування параметрів гвинтових робочих органів розкидачів сапропелів / М.І. Пилипець, С.Ф. Бабарика, І.Б. Гевко // Вісник ТДТУ – Тернопіль, 2008. – №3 – С. 104 – 108.

УДК 631.812.12:66.099.2

© Д.С. Русаков, О.Б. Попов  
Ковельський промислово–економічний коледж Луцького національного технічного університету

### **ДОСЛІДЖЕННЯ УТВОРЕННЯ ЧАСТИНОК ОРГАНО– МІНЕРАЛЬНИХ ДОБРИВ (ОМД)**

*У статті подано класифікацію відомих видів зв'язків, що виникають на різних стадіях технологічного процесу гранулювання добрив, приведений аналіз структури вологих органо–мінеральних сумішей (ОМС) на основі сапропелю, сформовано теоретичні допущення та наведені аналітичні залежності до обґрунтування математичної моделі утворення частинок ОМД до гранулювання.*

**САПРОПЕЛЬ, ЛИПКІСТЬ, ЗВ'ЯЗОК, ПРОЦЕС, ВІДДІЛЕННЯ, ЕНЕРГІЯ, УДАР.**

**Постановка проблеми.** В ході аналізу процесів та засобів механізації виробництва гранульованих продуктів в різних галузях народного господарства, приходимо до висновку, що для більшості конструкцій в основу технологічного процесу з підготовки вихідних компонентів до гранулювання та виготовлення продукту кулястої форми, зокрема мінеральних добрив, покладено метод обкочування. Однак серед останніх відсутні конструкції, робочі органи котрих здатні на початкових стадіях процесу гранулювання взаємодіяти з перезволоженим матеріалом, що, в свою чергу, дає можливість вдосконалити як конструкції, так і технологію виготовлення продуктів у гранульованому вигляді. Відомо, що після зволоження сухих компонентів добрив, стадії формування, ущільнення та стабілізації структури гранул у барабанних грануляторах протікають задовільно, що дає можливість отримати якісний гранульований продукт кулястої форми. Тому, застосувавши в таких конструкціях засіб, що здатний на початковій стадії процесу (подрібнення і утворення частинок ОМД)

ефективно взаємодіяти з вологим матеріалом ( $W \geq 80\%$ ), маємо можливість використати його для виробництва гранул ОМД на основі сапропелю прісноводних озер.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Дослідженням адгезійних властивостей мінеральних сумішей присвячені роботи [1, 2, 3]. Дослідження з встановлення залежностей зміни адгезійних властивостей матеріалів під дією температури були описані в роботі [4]. Адгезійні властивості сапропелів прісноводних озер досліджували Бодак В.І., Булік Ю.В., Шимчук О.П. та інші науковці. Методи випробувань та розрахунку адгезійних з'єднань, види експериментальних матеріалів і дослідних зразків висвітлено в роботі [5]. Основна частина цих досліджень присвячена визначенню фізико–механічних властивостей дослідних матеріалів. Через процес утворення нової структури ОМС на основі сапропелів прісноводних озер, відбувається зміна фізико–механічних властивостей вихідного матеріалу, тому використання результатів цих робіт не дозволяє синтезувати і моделювати робочі органи засобів механізації, та процесів, що у них відбуваються.

**Мета дослідження.** Класифікувати види фізико–механічних та фізико–хімічних зв'язків, що виникають між частинками вихідних компонентів добрив на різних стадіях технологічного процесу гранулювання, визначити структуру та встановити види зв'язків у вологих ОМС на основі сапропелю прісноводних озер, а також встановити аналітичні залежності до обґрунтування математичної моделі утворення частинок ОМД до гранулювання.

**Результати дослідження.** Враховуючи фізико–механічні характеристики вологих ОМС на основі сапропелю прісноводних озер, аналіз літературних джерел, патентної документації, технологічних процесів і конструкцій машин для виробництва гранульованого продукту вказує, що проблемне питання можливо вирішити лише за рахунок прийняття конструктивно нових рішень щодо робочих органів засобу, що забезпечить відтворюваність процесу утворення частинок ОМД для гранулювання з мінімальною енергоємністю процесу. Створення нових і вдосконалення існуючих засобів механізації для гранулювання є складним, багатостадійним і довготривалим процесом. Вирішення проблеми гранулювання вологих матеріалів ( $W \geq 80\%$ ) можливе за рахунок конструкції засобу, яким обладнується барабанна сушарка-гранулятор (БСГ) [6], а зменшення матеріальних витрат і часу на його розробку та дослідження може забезпечити цілісна розрахункова математична модель. Більшість теоретичних досліджень процесів гранулювання ОМД спрямовані на моделювання процесу

росту або формування гранульованого продукту, що відбувається безпосередньо у самому грануляторі. При цьому фактично не враховуються початкова структура компонентів ОМС та їх комплексні фізики–механічні і фізики–хімічні властивості (зв'язки). Однак саме види зв'язків, що внаслідок попередніх процесів гомогенізації утворилися між компонентами ОМС, в подальшому будуть чинити основний вплив як на процес відділення частинок ОМД від контактних поверхонь робочого органу засобу, що пропонується, так і на якість вихідного продукту в БСГ безперервної дії. В нашому випадку розрахункова математична модель дозволить визначити взаємозв'язки та прийняти оптимальні показники якості виконання технологічних операцій на конкретних стадіях гранулювання у системі: середовище – робочий орган, з врахуванням фізико–механічних властивостей вологих ОМС та особливостей руху елементів робочого органу запропонованого засобу у складі [6], за допомогою формальних методів сучасного математичного апарату і обчислювальної техніки.

Тому спочатку детально розглянемо механізми виникнення зв'язків у елементарному об'ємі ОМС  $dV$  на прикладі розробленої таблиці 1, що дозволить нам класифікувати вихідний матеріал та визначитись з напрямом теоретичних досліджень системи: середовище – робочий орган.

Таблиця 1. Класифікація відомих видів зв'язків, що виникають на різних стадіях технологічного процесу гранулювання добрив

Причина виникнення зв'язку	Вид зв'язку	Короткий опис виду зв'язку
1	2	3
Внаслідок фізико–хімічної дії	Твердофазні містки між частинками	Твердофазне спікання; вплив пластичної деформації на частинки
	Дифузія молекул в точках контакту частинок	Обумовлений хаотичним рухом (перехід) молекул у речовинах
	Хімічна реакція	Окислення; утворення нових солей
	Плавлення речовини в точках контакту частинок	Розподіл розмірів частинок внаслідок зміни агрегатного стану
	Кристалізація розчинених речовин при сушці	Основний вплив чинить хімічна дія

Продовження табл. 1

1	2	3
Внаслідок сил поверхневого натягу	Капілярні зв'язки	Виникають при наявності суцільних продовговуватих порожнин
	Поверхневий натяг плівками рідини	Внаслідок виникнення надлишкової енергії в поверхневому шарі речовини
	Капілярні сили на поверхні частинок, що зв'язуються	Адгезія
	Поверхневий натяг крапель, що заповнені твердими частинками	Внаслідок виникнення надлишкової енергії на поверхні краплі
З урахуванням наявних зв'язуючих матеріалів	Зв'язки за рахунок зв'язуючих елементів	Спільна фізико-хімічна дія
	Сили зв'язків у зв'язуючому та на поверхні контакту частинок	Диференційований зв'язок при переході від зв'язуючого до частинки
	Молекулярні сили в адсорбційних тонких прошарках	–
Внаслідок молекулярного притягання	Сили за рахунок притягання між твердими частинками	Когезія
	Молекулярні сили притягання чи відштовхування	Сили Ван-дер-Ваальса; іонний зв'язок; атомний або обмінний зв'язок; металевий зв'язок
	Сили електростатичного притягання	притягання між протилежно зарядженими частинками
З урахуванням форми поверхонь матеріалу	Механічні зв'язки	Обумовленні формою частинок

Проаналізуємо структуру та види зв'язків, притаманних в'язко-пластичним середовищам, до яких віднесемо вихідні вологі ОМС на основі сапропелю прісноводних озер. Основними фракціями органічної речовини сапропелів є гумінові і легкогідролізовані речовини, що становлять понад 50% її основного складу. Гуміновий комплекс може становити від 6,7 до 71,2% на органічну речовину, з них більша половина належить гуміновим кислотам, здатних вступати в реакцію з хімічними елементами матеріалу і утворювати структурні утворення: міцні сполуки та комплекси. Мінеральна частина представлена в основному включеннями класичних мінералів з розмірами 0,01...0,005 мм, в тому числі адсорбційно-зв'язаних з органічною речовиною сапропелів.

В роботі [7] встановлено дисперсність та вміст розмірних фракцій в сапропелях різних типів. Ці дослідження дозволяють встановити процентний вміст фракцій без уточнення структури компонентів сапропелю (див. табл. 2 та рис. 1).

Таблиця 2. Дисперсність та процентний вміст фракцій органічних сапропелів (за Шевчуком М.Й.)

Статистична характеристика	Дисперсність, вміст фракцій, %			
	>250мк м	250– 100мкм	100– 50мкм	<50мкм
Середнє значення $\bar{X}$	14,3	19,9	12,4	53,4
Стандартне значення S	5,71	7,86	5,20	14,9
Коеф. варіації V	46,9	39,5	41,9	27,9

Щодо впливу на структуру та види зв'язків у вологих ОМС компонентів мінеральних добрив, слід розглянути такий чинник, як розчинність. Розчинність мінеральних компонентів, як функція від часу та температури  $R_s=f(t, T)$ , може спонукати до утворення нових сполук у складі ОМС внаслідок хімічної реакції. Враховуючи той факт, що більшість фосфорних добрив є нерозчинними у воді або малорозчинними за певних умов, а розчинність калійних добрив значно краща, однак залежить від часу та температури, стверджуємо, що при часі  $t \rightarrow \min$  зазначені види добрив не будуть якісно чинити вплив на форму зв'язку вологи у структурі ОМС. Азотні ж добрива, зокрема карбамід, при збільшенні температури можуть чинити опосередкований вплив на структуру та види зв'язків.

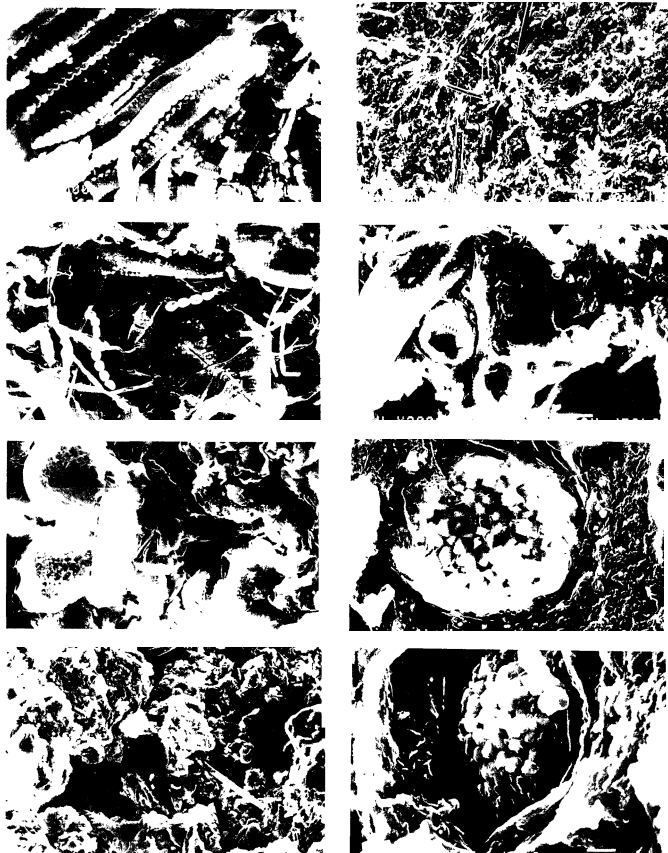


Рис. 1. Макро– мікроскопічна структура зразків сапропелю при збільшенні від 1000 до 6000 разів

Під час аналізу, враховуючи положення, методики та фундаментальні дослідження академіків Ребіндера, Ликова, Дерягіна, основних закономірностей та положень колоїдної хімії, приходимо до висновку про приналежність вихідних вологих ОМС на основі сапропелю прісноводних озер до термолабільних капілярнопористих колоїдних тіл. Порівнюючи структуру, дисперсність та процентний вміст фракцій вологих ОМС з структурою типових дисперсних систем (рис. 2, 3), узагальнено: за ступенем дисперсності частинок відносимо до грубодисперсних систем, а за формою частинок дисперсної фази – до комплексних полідисперсних систем (корпускулярно–волоконистих).

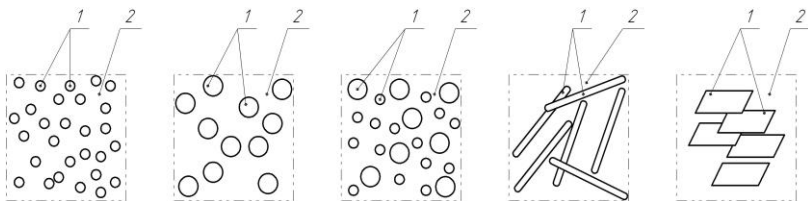


Рис. 2. Структура типових вільнодисперсних систем: а-б – корпускулярні монодисперсні; в – корпускулярні полідисперсні; г – волокнисті; д – плівко-дисперсні (1 – дисперсна фаза; 2 – дисперсійне середовище)

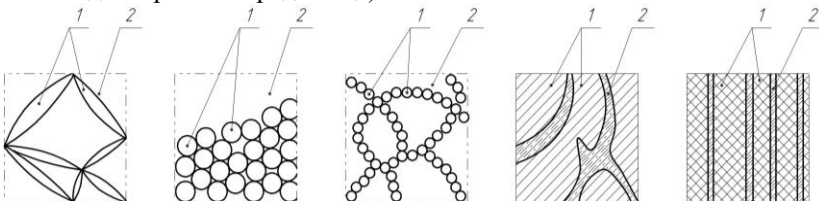


Рис. 3. Структура типових зв'язно-дисперсних колоїдних систем: а – гель; б – коагулят щільної структури; в – коагулят рихлої аркої структури; г-д – капілярно-пористі дисперсні системи (1 – дисперсна фаза; 2 – дисперсійне середовище)

Таким чином, з врахуванням класифікації відомих зв'язків, структури, дисперсності та процентного вмісту фракцій у вологих ОМС вид зв'язку будуть визначати сили молекулярного та міжмолекулярного притягання (сили Ван-дер-Ваальса, когезія), сили поверхневого натягу (сили адгезії) та сили при диференційному переході від зв'язуючого до частинок. З врахуванням діаграми співставлення міцності зв'язків між частинками від їх розмірів при різних механізмах щеплення [3] для вологих ОМС вид зв'язку визначається дією сил поверхневого натягу (адгезії), що будуть враховуватись при розробці розрахункової математичної моделі утворення частинок ОМД до гранулювання.

Складність опису процесу утворення частинок ОМД полягає у дискретності зміни характеристик матеріалу, який потрапляє на поверхні робочих органів запропонованого засобу, оскільки він характеризується значною розбіжністю розмірів часток різної маси, тому для обґрунтування математичної моделі утворення частинок ОМД приймаємо допущення:

- елементарним прошарком матеріалу ОМС вважатимемо прошарок, у якому значення всіх внутрішніх напружень рівні за його

об'ємом і знаходяться в граничному напруженому стані; внутрішні напруження визначаються спільною дією сил Ван-дер-Ваальса, поверхневого натягу (адгезії) та сил, викликаних наявністю зв'язуючої речовини;

- матеріал, який знаходиться на поверхнях робочих органів, являє собою суцільне однорідне в'язко-пластичне середовище і відділяється під дією динамічних навантажень повністю;

- вважаємо, що питоме зусилля прилипання ОМС до поверхонь робочих органів пристрою сталє.

Розрахункова схема сил, що виникають в зоні взаємодії виокремленої контактної нерухомої поверхні з елементарним об'ємом ОМС  $dV$ , зображена на рис. 4.

Сформулюємо умову відтворення явища налипання матеріалу на вертикальну контактну нерухому поверхню:

$$F_{\delta \text{ д.л.}} > F_{\delta} \tag{1}$$

де  $F_{\delta \text{ д.л.}}$  – сила тертя спокою;  $F_{\delta}$  – сила тяжіння.

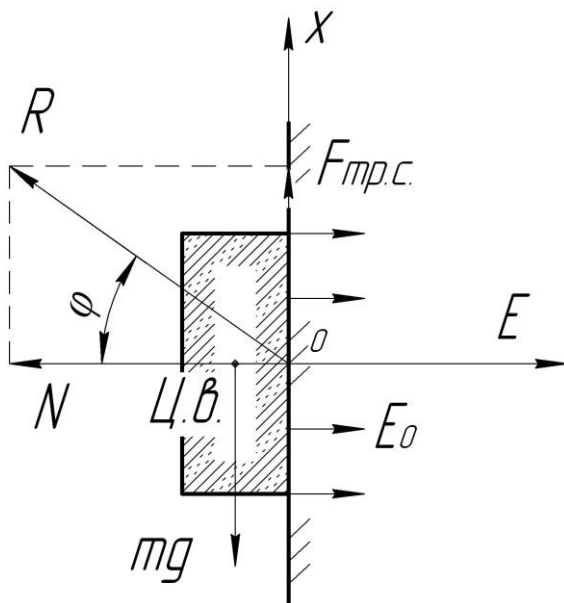


Рис. 4. Розрахункова схема сил до обґрунтування математичної моделі утворення частинок ОМД до гранулювання



Запишемо дану умову у наступному вигляді:

$$Nf_c > mg, \text{ або } Ntg\varphi > mg, \quad (2)$$

де  $N$  – нормаль до елементарної поверхні;  $f_c$  – коефіцієнт тертя спокою матеріалу;  $\varphi$  – кут тертя спокою матеріалу.

Сумарна сила адгезії  $E$  у загальному вигляді для вертикальної виокремленої контактної нерухомої поверхні визначається:

$$E = \sum_{i=1}^n E_0 = \int_0^s E_0, \quad (3)$$

де  $s$  – площа контакту між частинкою ОМД і опорною поверхнею.

Оскільки нормальна реакція поверхні в даному випадку буде дорівнювати сумарній силі адгезії, то умову можна записати наступним чином:

$$Etg\varphi > mg. \quad (4)$$

Значення сил адгезії у загальному вигляді для елементарної поверхні круглої форми визначається:

$$E_0 = \frac{F_0}{0,785 \cdot d_{i\ddot{a}}^2}, \quad (5)$$

де  $E_0$  – сила адгезії для елементарної поверхні круглої форми;  $d_{i\ddot{a}}$  – діаметр елементарної поверхні круглої форми.

Таким чином умову (4) можна записати наступним чином:

$$\left( \int_0^s \left( \frac{F_0}{0,785 \cdot d_{i\ddot{a}}^2} \right) ds \right) tg\varphi > \int_0^s mgds. \quad (6)$$

Умова відтворення явища відділення частинки ОМД від вертикальної виокремленої контактної нерухомої поверхні:

$$\int_0^s mgds > \left( \int_0^s \left( \frac{F_0}{0,785 \cdot d_{i\ddot{a}}^2} \right) ds \right) tg\varphi. \quad (7)$$

Умова часткового відгалуження матеріалу від вертикальної виокремленої контактної нерухомої поверхні:

$$F_{i\ddot{a}} > \left( \int_0^s \left( \frac{F_0}{0,785 \cdot d_{i\ddot{a}}^2} \right) ds \right) tg\varphi > \int_0^s mgds. \quad (8)$$

Оскільки більшість систем є динамічними, то вищенаведені аналітичні залежності в подальшому, з врахуванням відносно-переносного руху елементів робочого органу запропонованого засобу та теорії удару будуть реалізуватись у розрахунковій математичній

моделі, а саме розв'язку диференціальних рівнянь, що характеризують поведінку цих систем.

**Висновки.** В результаті аналізу структури вологих ОМС на основі сапропелю було визначено механізм виникнення зв'язків та вид напруженого стану в елементарному об'ємі матеріалу  $dV$ , що дозволило класифікувати вихідний матеріал за ступенем дисперсності частинок – до грубодисперсних, а за формою частинок дисперсної фази – до комплексних полідисперсних систем, та визначитись з напрямом теоретичних досліджень системи: „матеріал – робочий орган”, а саме запропонувати аналітичні залежності до обґрунтування математичної моделі утворення частинок ОМД до гранулювання.

#### Література

1. Кочетков В.Н. Гранулирование минеральных удобрений / В.Н. Кочетков. – М.: Химия, 1975. – 224 с.
2. Вилесов И.Г. Процессы гранулирования в промышленности / И.Г. Вилесов. – К.: Техника, 1976 – 192 с.
3. Классен П.В. Основы техники гранулирования / П.В. Классен, И.Г. Гришаев. – М.: Химия, 1982. – 272 с.
4. Дринберг А.Я. Технология лакокрасочных покрытий / Дринберг А.Я., Снедзе А.А., Тихомиров А.В. – М.: Химия, 1951. – 528 с.
5. Фрейдин А.С. Свойства и расчет адгезионных соединений / А.С. Фрейдин, Р.А. Турусов. – М.: Химия, 1990. – 256 с.
6. Пат. №32446 Україна, МПК (2008) F26B 11/00 на корисну модель. Барабанна сушарка–гранулятор / Русаков Д.С., Дідух В.Ф.; заявник і власник патенту ЛДТУ. – №u200801207; заявл. 31.01.2008; опубл. 12.05.2008, Бюл. №9.
7. Шевчук М.Й. Сапропелі України: Якість та перспективи використання / М.Й. Шевчук. – Луцьк: Надстир'я, 1996. – 153с.

*Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух*

УДК 677.11.021

© В.А. Сай,  
Луцький національний технічний університет,  
Т.О. Кузьміна, д.т.н.,  
Херсонський національний технічний університет

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ЗГИНУ СТЕБЕЛ СОЛОМИ І ТРЕСТИ ЛЬОНУ ОЛІЙНОГО**

*У статті наведено методику та результати експериментальних досліджень згину стебел льону олійного.*

### **ЛЬОН ОЛІЙНИЙ, СТЕБЛА, КУТ ЗГИНУ, ЗГИНАЛЬНЕ НАВАНТАЖЕННЯ.**

**Постановка проблеми.** Основними етапами механічної переробки трести льону на волокно є процеси м'яття, тіпання та трясіння. Під час м'яття здійснюється інтенсивне руйнування деревини та порушення зв'язку між волокном і деревиною шляхом згину-злому стебел на невеликі ділянки рифлями м'яльних вальців. Злом стебел на ділянки повинен бути таким, щоб максимально руйнувалася деревина і мінімально пошкоджувалося волокно. Така умова забезпечується оптимальним значенням кроку рифлів м'яльних вальців і глибиною максимального входження рифлі одного вальця у впадину другого. Тому для визначення геометричних параметрів м'яльних вальців важливо знати фізичну картину руйнування конструкції стебла при згині-зломі.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Експериментальні дослідження згину стебел луб'яних культур представлені у роботах Іпатова А.М., Крагельського І.В., Маркова В.В., Хайліса Г.А. [1-4]. У їх працях представлені результати досліджень кутів злому стебел льону-довгунця, коноплі, кенафу. В зв'язку з підвищенням сьогодні інтересу до вирощування льону олійного, стебла якого також містять волокно, досить актуальним завданням є дослідження деформаційних характеристик стебел льону олійного з метою подальшої їх переробки на волокно.

**Метою досліджень** було визначення закономірностей згину стебел соломи і трести льону олійного та зусилля їх злому, яке необхідно знати при виборі оптимальних геометричних параметрів м'яльних вальців.

**Результати досліджень.** Визначення закономірностей згину стебел соломи трести льону олійного проводилися в лабораторних

умовах на екстензометрі з використанням спеціально виготовленого пристрою для дослідження згину (рис. 1).

Для проведення дослідів брали стебла соломи вологістю 15 % і трести вологістю 12 % сортів Лірина, Південна ніч та Блакитно помаранчевий, вирощених в умовах Західного Полісся, діаметром  $2,0 \pm 0,5$  мм. Кожне стебло розділяли на три частини: прикореневу, середню і верхню. Із цих трьох частин вирізали відрізки дослідних зразків. Дослідний зразок вкладали на дві нижні рифлі із наперед встановленою відстанню  $l$  між ними і підводили до нього верхню рифлю (рис. 2). Підготовлений зразок посередині між нижніми рифлями зверху навантажували згинальною силою  $P_{зг}$ , рівномірно обертаючи маховик екстензометра.



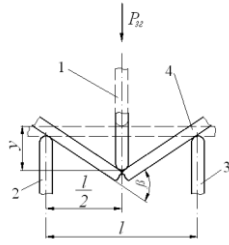
Рис. 1. Екстензометр з пристроєм для дослідження згину

Під час досліджень реєстрували величину згинальної сили  $P_{зг}$  і відповідне їй значення прогину  $y$ . У момент злому дослідного зразка фіксували силу  $P_{зл}$  і прогин злому  $y_{зл}$ .

Кут злому дослідного зразка розраховували за формулою:

$$\beta = 2 \arctg \frac{2y}{l}, \quad (1)$$

де  $y$  – прогин, при якому відбувається злом дослідного зразка;  $l$  – віддаль між опорними рифлями.



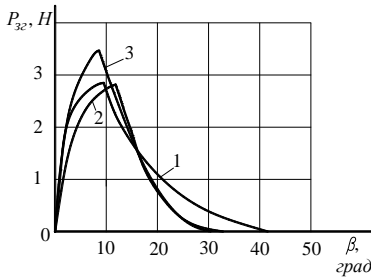
а



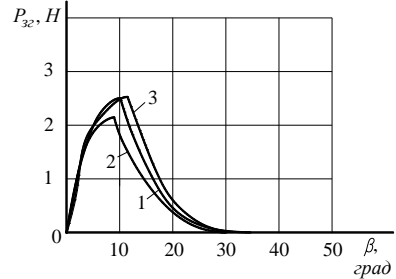
б

Рис. 2. Схема навантаження стебла при згині (а) і фото пристрою до екстензометра для згину стебла (б)

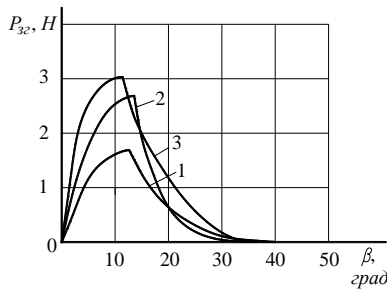
Результати досліджень представлені на рис.3. і рис.4.



а



б



в

Рис. 3. Залежність згинальної сили  $P_{3z}$  від кута згину  $\beta$  стебел соломки льону олійного вологістю 15%: а – сорт Лірина; б – сорт Південна ніч; в – сорт Блакитно помаранчевий: 1 – верхня частина стебла; 2 – середня частина стебла, 3 – прикоренева частина стебла

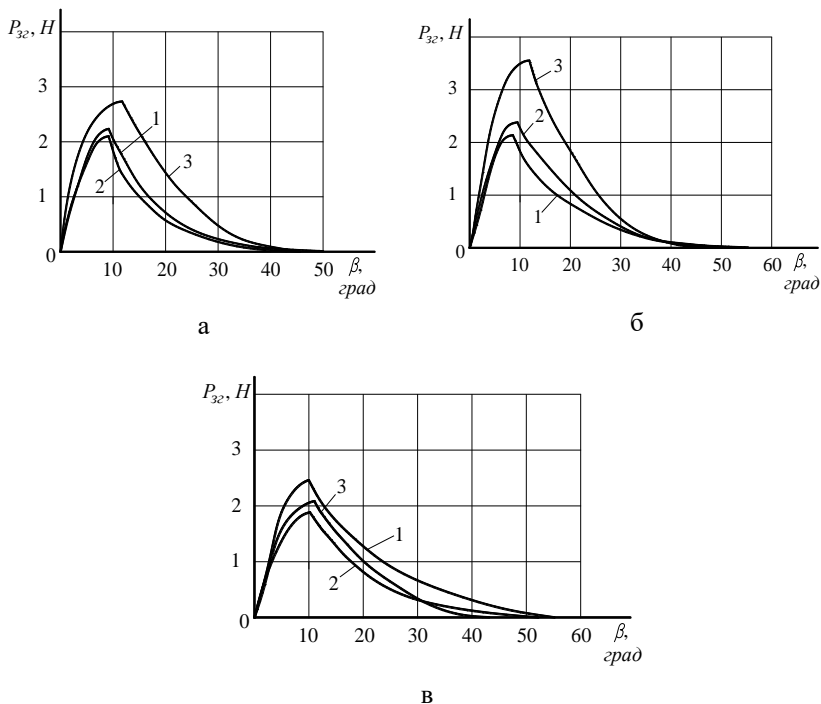


Рис. 4. Залежність згинальної сили  $P_{32}$  від кута згину  $\beta$  стебел трести льону олійного вологістю 12 %: а – сорт Лірина; б – сорт Південна ніч; в – сорт Блакитно помаранчевий: 1 – верхня частина стебла; 2 – середня частина стебла, 3 – прикоренева частина стебла.

Процес згину стебла проходить у дві стадії. На першій стадії, коли прикладена сила врівноважується жорсткістю стебла, навантаження сприймає все стебло і його згин відбувається по кривій, подібно жорсткій балці (зростаюча ділянка діаграми). При зростанні навантаження пружність стебла втрачається, відбувається миттєвий перерозподіл сил і напруження та деформація мають місцевий характер. Вони згруповані поблизу точки злому. В цей момент починається друга стадія, стадія злому (спадаюча ділянка діаграми). Процес згину-злому на другій стадії для стебел соломи і трести протікає по-різному. Для стебел соломи спочатку спостерігається зминання у верхній частині стебла. Потім стебло сплющується і розтріскується деревина стебла. На кінцевому етапі злому деревина

руйнується, а луб'яні волокна у нижній частині натягуються, частково зміщуються відносно деревини, але не відшаровуються. Злом деревини стебел соломи складає 35-40°. При зломі стебел трести спостерігається повне розтріскування деревини і відшарування волокна від деревини. Це свідчить, що у стеблах трести зв'язок між волокнистим шаром і деревиною менший, тому треста краще піддається механічній переробці для отримання волокна. Злом деревини стебел трести складає 50-56°. Тому для забезпечення ефекту якісного руйнування деревини стебел трести рифлі м'яльних вальців повинні забезпечувати кут їх згину не менше 60°.

**Висновок.** 1. В результаті проведених експериментальних досліджень деформаційних характеристик соломи і трести льону олійного встановлено, що волокнистий шар краще відшаровується від деревини внаслідок згинальних дій у стеблах трести, тому механічній переробці доцільно піддавати стебла трести, а не соломи льону олійного.

2. Для забезпечення повного руйнування деревини стебла, рифлі м'яльних вальців повинні забезпечувати кут згину стебел не менше 60°.

#### Література

1. Ипатов А.М. Теоретические основы механической обработки лубяных культур / А.М. Ипатов. – М.: Легпромбытиздат, 1989. – 144 с.
2. Крагельский И.В. Физические свойства лубяного сырья / И.В. Крагельский. – М.: Гизлегпром, 1939. – 470 с.
3. Марков В.В. Первичная обработка льна и других лубяных культур / В.В. Марков. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. – 376 с.
4. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов / Хайлис Г.А. – К.: УААН, 2002. – 374 с.

УДК 631.33.024: 631.331.5

© В.М. Сало, д.т.н., О.Р. Лузан, С.Я. Гончарова, к.ф.–м.н.,

П.Г. Лузан, к.т.н.

Кіровоградський національний технічний університет

## **ОБҐРУНТУВАННЯ ФОРМИ СТЕБЛЕПІДІЙМАЧА СОШНИКА ДЛЯ ПРЯМОЇ СІВБИ ЗЕРНОВИХ КУЛЬТУР**

*В статті наведено конструкцію посівної секції для прямої сівби зернових культур. Розглянуто теоретичні передумови руху рослинних решток по стеблепідіймачу сошника з метою забезпечення відведення їх від стояка. Визначені напрямки проведення подальших досліджень для встановлення критичних кутів, при яких стебло з нульовою початковою швидкістю буде залишатися в стані спокою.*

### **СОШНИК, ПРЯМИЙ ПОСІВ, РОСЛИННІ РЕШТКИ, ПОСІВНА СЕКЦІЯ, СТЕБЛЕПІДІЙМАЧ, ЗЕРНОВІ КУЛЬТУРИ.**

**Постановка проблеми.** Для сівби зернових культур розроблена велика кількість різноманітних конструкцій сошників, які забезпечують реалізацію як традиційних так і сучасних технологій їх вирощування. Проведений аналіз їх конструкції [1] дозволив виявити найбільш перспективні з них, якими є сошники з гострим кутом входження в ґрунт. Широке їх використання обмежується рядом невирішених проблем. Однією з головних є накопичення рослинних решток на стояках і, як наслідок, порушення агротехнічних вимог. Спроби вирішити дану проблему встановленням додаткових робочих органів [2, 3] приводять до ускладнення конструкції, підвищення матеріалоемності та енергетичних витрат.

На кафедрі сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету (КНТУ) у відповідності з держбюджетною темою фундаментальних досліджень у вищих навчальних закладах та наукових установах 24Б111 “Науково–технологічні основи обґрунтування параметрів робочих органів сучасних посівних систем” запропоновано нову конструкцію посівної секції наведено на рис. 1.

Сошник виконаний у вигляді долотоподібної лапи 4, передня частина якої загострена, а в нижній частині вона має п’ятку 5 для утворення ущільненої борозенки для насіння. Перед сошником встановлений стеблепідіймач 3, відігнутий від вісі сошника. Посівна секція за допомогою паралелограмної підвіски 2 закріплюється до рами сівалки 1. Для транспортування насіння до дна борозни встановлена



трубчатая ліяка 6. Регулювання глибини ходу сошника здійснюється гвинтовим механізмом регулювання 8 відносно котка 7. Для загортання насіння в борозні встановлений загортач 9.

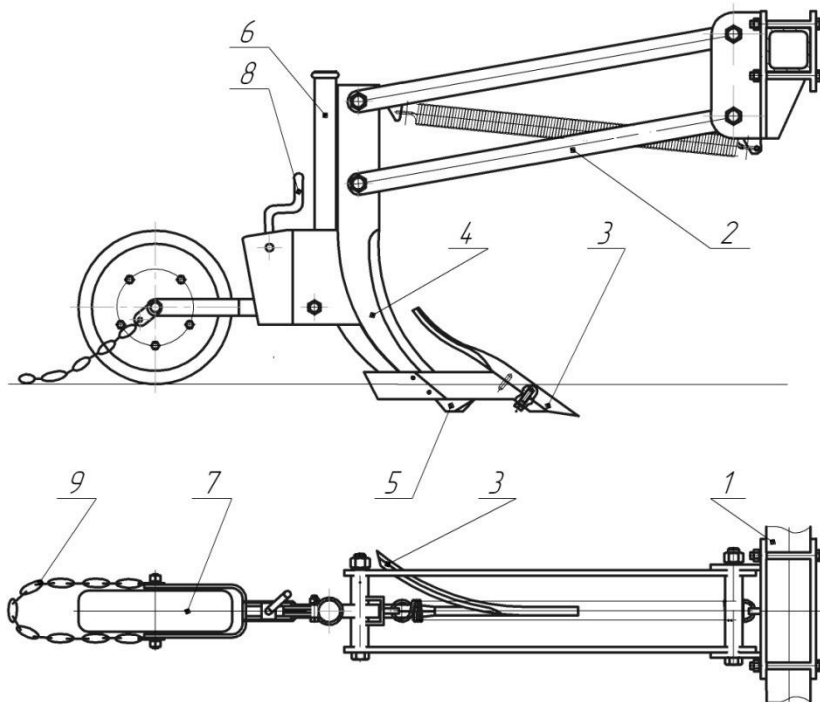


Рис. 1. Посівна секція: 1 – рама сівалки; 2 – паралелограмна підвіска; 3 – степлепідіймач; 4 – стояк сошника; 5 – п’ятка сошника; 6 – трубчатая ліяка; 7 – коток; 8 – механізм регулювання глибини ходу сошника; 9 – загортач

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Рух сільськогосподарських матеріалів по поверхнях різного роду привертала увагу багатьох дослідників. Фундаментальні положення розглянуті в роботах [4, 5], однак поява нових технічних рішень вимагає проведення додаткових досліджень.

**Метою даного дослідження** є теоретичне обґрунтування умови руху по степлепідіймачу стебел рослинних решток у випадку, коли вони залишаються на ньому.

**Результати дослідження.** Загальна задача розбивається на два етапи. На першому – вивчається динаміка піднімання стебел

рослинних решток стеблепідіймачем сошника на певну висоту, на другому – динаміка їх відведення в сторону від нього.

Усі рослинні рештки, які знаходяться на полі в момент сівби, умовно можна розділити на три типи:

– тверді (не гнучкі), прямолінійні, тобто такі, що при зіткненні з стеблепідіймачем не прогинаються і мають форму, близьку до прямолінійної (наприклад короткі стебла соняшнику, кукурудзи та ін.);

– тверді, але дугоподібної форми, та гнучкі сухі або вологі, що вільно лежать на поверхні ґрунту (наприклад, стебла рапсу, кукурудзи та ін.);

– гнучкі (сухі чи вологі), які утримуються кореневою системою в ґрунті (наприклад, стебла бур'янів, стерні зернових та ін.).

Рослинні рештки першого типу при зіткненні із стеблепідіймачем розвертаються на деякий кут, займають положення, більш направлене вздовж руху посівної секції, і практично не заважають процесу сівби. Виникає необхідність проведення досліджень руху рослинних решток другого та третього типів у випадках, коли вони залишаються на стеблепідіймачеві, тобто самостійно не зйдуть з нього.

В момент зіткнення рослинних решток із стеблепідіймачем, його швидкість по відношенню до них дорівнює лінійній швидкості сівалки  $V_c$ . При зіткненні стебла другого типу відбувається удар і воно починає рухатись по ньому з деякою початковою швидкістю  $V_0$ , яка залежить від швидкості посівної секції та параметрів його і стеблепідіймача. При зіткненні стебла третього типу швидкість  $V_c$  гаситься майже до нуля і стебло починає рухатися з швидкістю  $V \approx 0$ .

На першому етапі необхідно вирішити дві основні задачі:

– найбільшу кількість стебел скинути зі стеблепідіймача, тобто випрямити їх і розвернути вздовж напрямку руху сошника посівної секції;

– підняти на необхідну висоту над поверхнею ґрунту стебла, які залишаються на стеблепідіймачеві, щоб зменшити силу їх тертя по поверхні і унеможливити сходження з стеблепідіймача до відведення від стійки сошника.

Для складання математичної моделі розглянемо схему руху стебла по стеблепідіймачу (рис. 2), після їхнього зіткнення.

При складанні математичної моделі приймемо допущення:

- стебло є однорідним;
- при зіткненні зі стержнем перегинається майже навпіл;
- обидві частини прямолінійні, з довжиною  $L$ ;

- стебло здійснює плоскопаралельний рух.

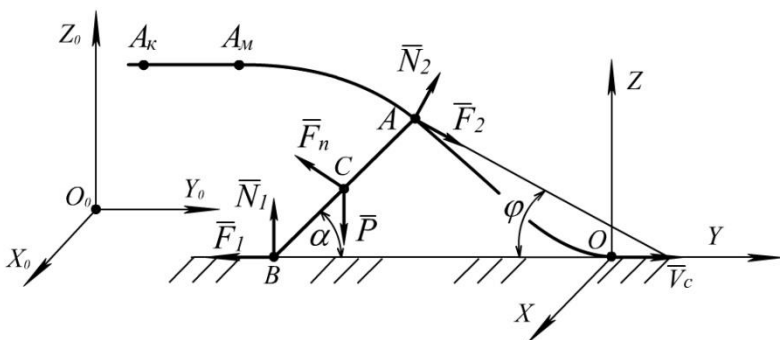


Рис. 2. Схема руху стебла по стеблепідймачеві:  $O...A...A_1...A_2$  – плоска лінія  $y = \Phi(z)$ , яка задає форму стеблепідймача;  $AB$  – стебло,  $C$  – центр ваги стебла

Введемо дві прямокутні системи координат: нерухому –  $O_0X_0Y_0Z_0$  та рухому –  $OXYZ$  з паралельними координатними осями. ухом система  $OXYZ$  жорстко зв’язана з сівалкою:  $O$  – точка перетину лінії стеблепідймача з поверхнею ґрунту, напрям вісі  $OY$  співпадає з вектором швидкості руху сівалки  $\vec{V}_c$ , вісь  $OZ$  направлена перпендикулярно поверхні ґрунту, вісь  $OX$  – направлена таким чином, що система координат  $OXYZ$  права. В рухомій системі координат  $OXYZ$  стебло здійснює плоско паралельний рух, який розбиваємо на два – поступальний разом з точкою  $A$  і обертальний навколо неї.

Диференціальні рівнянь руху стебла складаємо із застосуванням рівнянь Лагранжа II роду [6]:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}} - \frac{\partial T}{\partial q} = - \frac{\partial \dot{I}}{\partial q}, \quad q = (y, z, \alpha)^T, \quad (1)$$

де  $T$  – кінетична енергії стебла;  $\dot{I}$  – потенціальна енергії стебла;  $q$  – вектор узагальнених координат, які визначають рух стебла;  $(y, z, \alpha)$  – поточні координати стебла.

Кінетична енергія стебла є сумою кінетичної енергії поступального руху разом з точкою  $A$  і кінетичної енергії обертального руху навколо точки  $A$ :

$$T = T_i + T_r = \frac{m\bar{V}_A^2}{2} + \frac{\bar{\omega}^T J \bar{\omega}}{2}. \quad (2)$$

Радіус-вектор  $\bar{r}_A$  та швидкість  $\bar{V}_A$  точки  $A$ , кутова швидкість обертання стебла  $\bar{\omega}$  та його тензор інерції  $J$  в проєкціях на вісі системи  $Oxyz$  мають вигляд:

$$\bar{r}_A = (0, y_A, z_A)^T; \bar{V}_A = (0, \dot{y}_A, \dot{z}_A)^T; \bar{\omega} = (\dot{\alpha}, 0, 0),$$

$$J = \text{Diag}(1, \sin^2 \alpha, \cos^2 \alpha) \frac{mL^2}{3}. \quad (3)$$

Підставивши (3) в (2), отримаємо:

$$T = \frac{m(\dot{y}_A^2 + \dot{z}_A^2)}{2} + \frac{mL^2 \dot{\alpha}^2}{6}. \quad (4)$$

Потенціальна енергія накопичена зовнішніми силами, які діють на стебло, на малих приростах узагальнених координат  $\delta y_A, \delta z_A, \delta \alpha_A$ :

$$\dot{I} = -\bar{P} \delta \bar{s}_C - \bar{N}_1 \delta \bar{s}_B - \bar{N}_2 \delta \bar{s}_A - \bar{F}_1 \delta \bar{s}_B - \bar{F}_2 \delta \bar{s}_A - \bar{F}_1 \delta \bar{s}_C, \quad (5)$$

де  $\bar{P} = (0, 0, -mg)$  – сила ваги стебла (направлена вертикально вниз);

$\bar{N}_1 = (0, 0, N_1)$ ,  $\bar{N}_2 = (0, N_2 \sin \varphi, N_2 \cos \varphi)$  – сили реакції поверхні ґрунту і стеблепідіймача;

$\bar{F}_1 = (0, -f_1 N_1, 0)$ ,  $\bar{F}_2 = f_2 N_2 \cdot (0, \cos \varphi, -\sin \varphi)$  – сили тертя стебла по поверхні ґрунту і стеблепідіймачеві;  $\bar{F}_1 = \bar{F}_{i.i\bar{n}} + \bar{F}_{i.i\dot{\alpha}}$  – сила опору повітря (направлена вгору перпендикулярно до стебла);  $\bar{F}_{i.i\bar{n}}$  – сила опору повітря, яка утворюється при поступальному русі стебла;  $\bar{F}_{i.i\dot{\alpha}}$  – сила опору повітря, яка утворюється при обертальному русі стебла;

$m$  – маса стебла;  $\bar{g}$  – прискорення земного тяжіння;  $k$  – коефіцієнт сили опору повітря;  $f_1, f_2$  – коефіцієнти тертя при русі стебла по поверхні ґрунту та по стеблепідіймачу, відповідно;

$\delta \bar{s}_C = \delta \bar{y} + \delta \bar{z} + AC \times \delta \bar{\alpha}$ ,  $\delta \bar{s}_B = \delta \bar{y} + \delta \bar{z} + \delta \bar{AB}$ ,  $\delta \bar{s}_A = \delta \bar{y} + \delta \bar{z}$  – вектори елементарних переміщень точок  $C, A, B$ , відповідно.

Визначимо силу опору повітря. Сила  $\bar{F}_{i.i\bar{n}}$  за величиною пропорційна скалярному добутку вектора швидкості  $\bar{V}_{i\bar{n}}$  на орт вектора нормалі  $\bar{n}$ , а напрям співпадає з вектором нормалі  $\bar{n}$ , тому:

$$\bar{F}_{i.i\bar{n}} = -km(\bar{V}_{i\bar{n}} \bar{n}) \bar{n} = km[(\dot{y}_A + V_c) \sin \alpha - \dot{z}_A \cos \alpha] \bar{n}, \quad (6)$$

де  $\bar{V}_{i\bar{n}} = \bar{V}_c + \bar{V}_A = (0, \dot{y}_A + V_c, \dot{z}_A)$ ,  $\bar{n} = (0, -\sin \alpha, \cos \alpha)$ .

Для довільного елемента стебла масою  $\Delta m$ , що містить точку  $M$ , сила опору  $\Delta \bar{F}_{i.i\dot{\alpha}}$  визначиться наступним чином:

$$\Delta \bar{F}_{i.i\dot{a}}(M) = -k \Delta m |\bar{V}(M)| \bar{n}, \quad (7)$$

тому силу  $\bar{F}_{i.i\dot{a}}$  знайдемо як силу прикладену в точці  $C$  і усереднену по усіх точках стебла:

$$\bar{F}_{i.i\dot{a}} \approx \tilde{\bar{F}}_{i.i\dot{a}} = km \tilde{\bar{V}}_{i\dot{a}}(0, \tilde{V}_{i\dot{a}y}, \tilde{V}_{i\dot{a}z}), \quad (8)$$

де  $\tilde{V}_{i\dot{a}y}, \tilde{V}_{i\dot{a}z}$  – усереднені швидкості вздовж осей  $OY$  та  $OZ$ :

$$\tilde{V}_{i\dot{a}y} = \frac{1}{L} \int_0^L u \dot{\alpha} \sin \alpha du, \quad \tilde{V}_{i\dot{a}z} = -\frac{1}{L} \int_0^L u \dot{\alpha} \cos \alpha du. \quad (9)$$

Обчисливши інтеграли (9) з (8), отримаємо:

$$\bar{F}_{i.i\dot{a}} \approx \tilde{\bar{F}}_{i.i\dot{a}} = \frac{kmL}{2} \dot{\alpha} \bar{n}, \quad \bar{F}_i = km \left( (\dot{y}_A + V_c) \sin \alpha - \dot{z}_A \cos \alpha + \frac{kmL}{2} \dot{\alpha} \right) \bar{n}. \quad (10)$$

Визначасмо елементарні переміщення точок  $C, A, B$ . Так як:

$$\delta \bar{y} = (0, \delta y, 0)^T, \quad \delta \bar{z} = (0, 0, \delta z)^T, \quad \delta \bar{\alpha} = (\delta \alpha, 0, 0)^T, \\ \overline{AB} = 2\overline{AC} = (0, -L \cos \alpha - L \sin \alpha)^T, \quad (11)$$

то вектори елементарних переміщень  $\delta \bar{s}_C, \delta \bar{s}_B, \delta \bar{s}_A$  мають вигляд:

$$\delta \bar{s}_C = (0, \delta y + \frac{\delta \alpha L}{2} \sin \alpha, \delta z - \frac{\delta \alpha L}{2} \cos \alpha)^T, \\ \delta \bar{s}_B = (0, \delta y + \frac{\delta \alpha L}{2} \sin \alpha, \delta z - \delta \alpha L \cos \alpha)^T, \quad \delta \bar{s}_A = (0, \delta y, \delta z)^T. \quad (12)$$

Таким чином, елементарні роботи кожної з зовнішніх сил, рівні:

$$\bar{P} \delta \bar{s}_C = -mg / 2 \cdot (2\delta z - \delta \alpha L \cos \alpha); \quad \bar{N}_1 \delta \bar{s}_B = N_1 (\delta z - \delta \alpha L \cos \alpha); \\ \bar{N}_2 \delta \bar{s}_A = N_2 (\delta y \sin \varphi + \delta z \cos \varphi); \quad \bar{F}_1 \delta \bar{s}_B = -f_1 N_1 (\delta y + \delta \alpha L \sin \alpha); \\ \bar{F}_2 \delta \bar{s}_A = -f_2 N_2 (\delta y \cos \varphi - \delta z \sin \varphi); \\ \bar{F}_i \delta \bar{s}_N = km/4 \cdot [2(\dot{y}_A + V_c) \sin \alpha - 2\dot{z}_A \cos \alpha + \\ + L\dot{\alpha}] (-2\delta y \sin \alpha + 2\delta z \cos \alpha - \delta \alpha L) \quad (13)$$

Підставивши (13) в (5), отримаємо вираз для потенціальної енергії (в подальшому індекс  $A$  біля змінних  $y, z$  опущений):

$$\dot{I} = mg / 2 \cdot (2\delta z - \delta \alpha L \cos \alpha) - N_1 (\delta z - \delta \alpha L \cos \alpha) - \\ - N_2 (\delta y \sin \varphi + \delta z \cos \varphi) + f_1 N_1 (\delta y + \delta \alpha L \sin \alpha) - \\ - f_2 N_2 (\delta y \cos \varphi - \delta z \sin \varphi) - km / 4 \cdot [2(\dot{y} + V_c) \sin \alpha - \\ - 2\dot{z} \cos \alpha + L\dot{\alpha}] (-2\delta y \sin \alpha + 2\delta z \cos \alpha - \delta \alpha L). \quad (14)$$

Знаходимо ліві і праві частини рівнянь Лагранжа. З (4) і (14) маємо

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{y}} - \frac{\partial T}{\partial y} = m\ddot{y}; \quad \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{z}} - \frac{\partial T}{\partial z} = m\ddot{z}; \quad \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} - \frac{\partial T}{\partial \alpha} = \frac{mL^2}{3} \ddot{\alpha}. \quad (15)$$

$$\begin{aligned} -\frac{\partial \mathcal{D}}{\partial y} &= -f_1 N_1 + N_2(\sin \varphi + f_2 \cos \varphi) - \\ &- km[(\dot{y} + V_c) \sin \alpha - \dot{z} \cos \alpha + \frac{L\dot{\alpha}}{2}] \sin \alpha; \\ -\frac{\partial \mathcal{D}}{\partial z} &= -mg + N_1 + N_2(\cos \varphi - f_2 \sin \varphi) + \\ &+ km[(\dot{y} + V_c) \sin \alpha - \dot{z} \cos \alpha + \frac{L\dot{\alpha}}{2}] \cos \alpha; \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \mathcal{D}}{\partial \alpha} &= \frac{mg}{2} L \cos \alpha - N_1 L (\cos \alpha + f_1 \sin \alpha) - \\ &- \frac{kmL}{4} [2(\dot{y} + V_c) \sin \alpha - 2\dot{z} \cos \alpha + L\dot{\alpha}]. \end{aligned}$$

Підставивши (15), (16) в (1), отримаємо рівняння руху:

$$\left\{ \begin{aligned} m\ddot{y} &= -f_1 N_1 + N_2(\sin \varphi + f_2 \cos \varphi) - \\ &- km[(\dot{y} + V_c) \sin \alpha - \dot{z} \cos \alpha + L\dot{\alpha} / 2] \sin \alpha; \\ m\ddot{z} &= -mg + N_1 + N_2(\cos \varphi - f_2 \sin \varphi) + \\ &+ km[(\dot{y} + V_c) \sin \alpha - \dot{z} \cos \alpha + L\dot{\alpha} / 2] \cos \alpha; \\ 2mL/3 \cdot \ddot{\alpha} &= mg \cos \alpha - 2N_1(\cos \alpha + f_1 \sin \alpha) - \\ &- km[(\dot{y} + V_c) \sin \alpha - \dot{z} \cos \alpha + L\dot{\alpha} / 2]. \end{aligned} \right. \quad (17)$$

Система (17) є системою трьох рівнянь відносно п'яти невідомих величин  $y, z, \alpha, N_1, N_2$ . Для замикання системи використаємо те, що точки  $A$  і  $B$  рухаються по заданих траєкторіях: точка  $A$  – весь час знаходиться на поверхні стеблепідіймача, точка  $B$  – на поверхні ґрунту. З рис. 2 маємо, відповідно:

$$y = \Phi(z), \quad z = L \sin \alpha. \quad (18)$$

Рівняння (18) замикають систему (17). Граничні умови для системи диференціальних рівнянь (17), (18) мають вигляд:

$$\begin{aligned} y(0) &= 0, \quad z(0) = 0, \quad \alpha(0) = 0, \\ \dot{y}(0) &= -V_0 \cos \beta, \quad \dot{z}(0) = V_0 \sin \beta, \quad \dot{\alpha}(0) = V_0 / L \cdot \sin \beta. \end{aligned} \quad (19)$$

Швидкість  $V_0$  знаходиться із закону збереження імпульсу при не пружному ударі:

$$V_0 = V_c(\cos \varphi - f_1 \sin \varphi). \quad (20)$$

Зведемо системи (17), (18) до одного диференціального рівняння відносно кута  $\alpha$ .

Виключимо з першого рівняння системи (17) реакцію  $N_1$ . Для цього в (17) помножимо друге рівняння на  $f_1$  і додамо його до першого рівняння:

$$m\ddot{y} + f_1 m\ddot{z} = -f_1 mg + N_2(\sin \varphi + f_2 \cos \varphi) + f_1 N_2(\cos \varphi - f_2 \sin \varphi) - km / 2 \cdot [2(\dot{y} + V_c) \sin \alpha - 2\dot{z} \cos \alpha + L\dot{\alpha}] (\sin \alpha - f_1 \cos \alpha).$$

З останньої рівності визначаємо  $N_2$ .

$$N_2 = m f_1 (\ddot{y} + f_1 (\ddot{z} + g)) + k / 2 \cdot [2(\dot{y} + V_c) \sin \alpha - 2\dot{z} \cos \alpha + L\dot{\alpha}] \times (\sin \alpha - f_1 \cos \alpha) / [(f_1 + f_2) \cos \varphi + (1 - f_1 f_2) \sin \varphi]. \quad (21)$$

Підставимо (21) в друге рівняння (17) і визначимо  $N_1$ :

$$N_1 = -m \frac{\ddot{y}(\cos \varphi - f_2 \sin \varphi) - (\ddot{z} + g)(f_2 \cos \varphi + \sin \varphi)}{(f_1 + f_2) \cos \varphi + (1 - f_1 f_2) \sin \varphi} - \frac{km}{2} \frac{2(\dot{y} + V_c) \sin \alpha - 2\dot{z} \cos \alpha + L\dot{\alpha}}{(f_1 + f_2) \cos \varphi + (1 - f_1 f_2) \sin \varphi} \times [ \sin \alpha (\cos \varphi - f_2 \sin \varphi) + (f_2 \cos \varphi + \sin \varphi) \cos \alpha ]. \quad (22)$$

З третього рівняння системи (17) враховуючи (22), отримаємо:

$$\frac{2L}{3} \ddot{\alpha} = g \cos \alpha + 2 \frac{\ddot{y}(\operatorname{ctg} \varphi - f_2) - (\ddot{z} + g)(f_2 \operatorname{ctg} \varphi + 1)}{(f_1 + f_2) \operatorname{ctg} \varphi + 1 - f_1 f_2} (\cos \alpha + f_1 \sin \alpha) + k \frac{2(\dot{y} + V_c) \sin \alpha - 2\dot{z} \cos \alpha + L\dot{\alpha}}{(f_1 + f_2) \operatorname{ctg} \varphi + 1 - f_1 f_2} \{ 2[(f_1 - f_2) \operatorname{ctg} \varphi + 1 - f_1 f_2] \sin^2 \alpha + 2[(1 + f_1 f_2) \operatorname{ctg} \varphi + f_1 - f_2] \cos \alpha \sin \alpha + 1 + f_1 f_2 - (f_1 - f_2) \operatorname{ctg} \varphi \}. \quad (23)$$

З (18) знаходимо похідні першого і другого порядку для змінних  $y, z$  та вирази для тригонометричних функцій  $\sin \varphi, \cos \varphi$ :

$$\dot{y} = \Phi'_z \dot{z}, \quad \ddot{y} = \Phi'_z \ddot{z} + \Phi''_{zz} \dot{z}^2, \quad \dot{z} = L\dot{\alpha} \cos \alpha, \quad \ddot{z} = L(\ddot{\alpha} \cos \alpha - \dot{\alpha}^2 \sin \alpha). \quad (24)$$

$$\operatorname{ctg} \varphi = -\Phi'_z, \quad \sin \varphi = 1 / \sqrt{1 + \Phi_z'^2}, \quad \cos \varphi = -\Phi'_z / \sqrt{1 + \Phi_z'^2}, \quad (25)$$

де  $\Phi'_z = [\Phi(z)]'_z, \quad \Phi''_{zz} = [\Phi(z)]''_{zz}$  при  $z = L \sin \alpha$ . (26)

Отже, задача звелась до розв'язання диференціального рівняння (23) з урахуванням (24–26) при граничних умовах:

$$\alpha(0) = 0, \quad \dot{\alpha}(0) = V_0 / L \cdot \sin \beta. \quad (27)$$

При розв'язуванні рівняння (23) необхідно задатись функцією  $y = \Phi(z)$ . В загальному вигляді дане рівняння не інтегрується в

елементарних функціях. Його розв'язки знаходяться наближеними методами.

Розглянемо два частинні випадки для лінії  $y = \Phi(z)$ , яка задає форму стеблепідіймача.

Перший випадок – стеблепідіймач є частиною кола. Тоді:

$y = \Phi(z) = \pm\sqrt{r^2 - z^2}$  і похідні (26) мають вигляд:

$$\Phi'_z = -p \sin \alpha / \sqrt{p^2 - \sin^2 \alpha}, \quad \Phi''_{zz} = \mp p^2 / [(p^2 - \sin^2 \alpha)^{3/2} L],$$

де  $p = r/L$ .

Другий випадок – стеблепідіймач прямолінійної форми. Тоді  $z = -u \operatorname{ctg} \varphi$ , і похідні (26) мають вигляд  $\Phi'_z = -\operatorname{ctg} \varphi$ ,  $\Phi''_{zz} = 0$ . Якщо не враховувати сили опору повітря, то рівняння (23) набуває вигляду:

$$\begin{aligned} \frac{2L}{3} \ddot{\alpha} = g \frac{[(f_1 - f_2) \operatorname{ctg} \varphi - 1 - f_1 f_2] \cos \alpha - 2f_1 (f_2 \operatorname{ctg} \varphi + 1) \sin \alpha}{(f_1 + f_2) \operatorname{ctg} \varphi + 1 - f_1 f_2} + \\ + 2 \frac{\ddot{y}(\operatorname{ctg} \varphi - f_2) - \ddot{z}(f_2 \operatorname{ctg} \varphi + 1)}{(f_1 + f_2) \operatorname{ctg} \varphi + 1 - f_1 f_2} (\cos \alpha + f_1 \sin \alpha). \end{aligned} \quad (28)$$

Підставивши в (28) похідні  $\ddot{y}$ ,  $\ddot{z}$  з (24) і враховуючи (25), отримуємо:

$$\ddot{\alpha} = g(c_4 \cos \alpha + c_5 \sin \alpha) / L + [\ddot{\alpha}_2 \cos \alpha - \dot{\alpha}^2 (c_2 \sin \alpha - c_3 \cos^2 \alpha)] (\cos \alpha + f_1 \sin \alpha), \quad (29)$$

де

$$\begin{aligned} c_1 = f_1 f_2 - 1 + (f_1 + f_2) \Phi'_z, \quad c_2 = 3(1 + \Phi_z'^2) / c_1, \quad c_3 = 3(\Phi'_z + f_2) \Phi''_{zz} L / c_1, \\ c_4 = 3[f_1 f_2 + 1 + (f_1 - f_2) \Phi'_z] / (2c_1), \quad c_5 = 3f_1(1 - f_2 \Phi'_z) / c_1. \end{aligned} \quad (30)$$

Запишемо рівняння (29) у вигляді:

$$\ddot{\alpha} + \dot{\alpha}^2 P(\alpha) = Q(\alpha), \quad (31)$$

де

$$\begin{aligned} P(\alpha) = \frac{(c_2 \sin \alpha - c_3 \cos^2 \alpha)(\cos \alpha + f_1 \sin \alpha)}{1 - c_2(\cos \alpha + f_1 \sin \alpha) \cos \alpha}, \\ Q(\alpha) = \frac{g}{L} \frac{c_4 \cos \alpha + c_5 \sin \alpha}{1 - c_2(\cos \alpha + f_1 \sin \alpha) \cos \alpha}. \end{aligned} \quad (32)$$

Граничні умови рівняння (31) задані в (27). Диференціальне рівняння (31) допускає пониження порядку. Введемо нову змінну  $q(\alpha)$ :

$$q(\alpha) = d\alpha / dt, \quad (33)$$

тоді



$$\ddot{\alpha} = \frac{d}{dt} \left( \frac{d\alpha}{dt} \right) = \frac{d\alpha}{dt} \frac{dq(\alpha)}{d\alpha} = q(\alpha) \frac{dq(\alpha)}{d\alpha} = \frac{1}{2} \frac{d}{d\alpha} [q^2(\alpha)]$$

і рівняння (31) набуває вигляду

$$qdq/d\alpha + q^2 P(\alpha) = Q(\alpha).$$

Заміною  $q^2 = u(\alpha)$  останнє рівняння зводиться до лінійного рівняння першого порядку

$$du/d\alpha + 2uP_1(\alpha) = 2g/L \cdot Q_1(\alpha). \quad (34)$$

Розв'язок останнього має вигляд

$$u(\alpha) = 2g/L \cdot e^{-2\int P_1(\alpha)d\alpha} \left( \int Q_1(\alpha) e^{2\int P_1(\alpha)d\alpha} d\alpha + C \right), \quad (35)$$

де  $C$  – постійна інтегрування.

Гранична умова рівняння (35):

$$u(0) = \sqrt{V_0/L \cdot \sin \beta}. \quad (36)$$

Для інтегралів, які входять в праву частину (35) на прямолінійній ділянці з урахуванням (13) маємо:

$$\int P_1(\alpha) d\alpha = -\ln \frac{1 + tg^2 \alpha}{|tg^2 \alpha + b_1 f_1 tg \alpha + 1 + b_1|} - \frac{K}{D} \ln \left| \frac{tg \alpha + K + D}{tg \alpha + K - D} \right|, \quad (37)$$

$$\begin{aligned} \int Q_1(\alpha) e^{2\int P_1(\alpha) d\alpha} d\alpha = & \int [2(b_3 - b_2) \cos \alpha - \\ & - 2b_2 f_1 \sin \alpha] \left( \frac{tg \alpha + K - D}{tg \alpha + K + D} \right)^{\frac{K}{D}} d\alpha, \end{aligned} \quad (38)$$

де  $D = \sqrt{b_1^2 f_1^2 / 4 - 1 - b_1}$ ,  $K = b_1 f_1 / 2$ .

**Висновки** з даного дослідження і перспективи подальших розвідок. Найбільші труднощі для роботи сівалок у відповідності до агротехнічних вимог з сошниками, що мають гострий кут входження в ґрунт, представляють тверді рослинні рештки дугоподібної форми та гнучкі (сухі чи вологі), які вільно лежать на поверхні або утримуються кореневою системою в ґрунті.

Для подальшого аналізу отриманих результатів потрібно розглянути два критичні кути  $\alpha_{\text{ед}1}$ ,  $\alpha_{\text{ед}2}$ , що задають відповідно найменший і найбільший кути, при яких стебло з нульовою початковою швидкістю буде залишатися в стані спокою, підніматися або опускатися по стеблепідймачу прискорено чи уповільнено та відводитися в сторону від стояка сошника.

Література

1. Сало В.М. Вибір напрямів вдосконалення сошників сівалок прямого посіву зернових культур / В.М. Сало, О.Р. Лузан // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин.– Кіровоград: КНТУ, 2010. – Вип. 40. – Част. II.– С. 271–277.
2. Сисолін П.В. Звичайні підходи по створенню універсальних вітчизняних сівалок для сівби зернових культур / П.В. Сисолін.– Кіровоград: ТОВ «КОД», 2008.– С. 68–70.
3. Скурятин Н.Ф. Изыскание энергосберегающего способа посева зерновых культур [Электронный ресурс] / Н.Ф. Скурятин, А.В. Бондарев // Научный журнал КубГАУ, №42(8), 2008.– С. 2–15.– Режим доступу до журн.: <http://ej.kubagro.ru/2008/08/pdf/06.pdf>
4. Заика П.М. Избранные задачи земледельческой механики / П.М. Заика.– К.: Изд-во УСХА, 1992.– 512 с.
5. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин / П.М. Василенко.– К.: УАСХН, 1960. – 283 с.
6. Корн Г.А. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г.А. Корн, Т.М. Корн.– М.: Наука, 1974.– 832 с.

УДК 664.6/.7

© О.М. Сафонова, д.т.н., О.О. Разборська  
Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. Петра Василенка

## **ВПЛИВ ІНТЕНСИВНОЇ ВОДНО–ТЕПЛОВОЇ ОБРОБКИ НА БОРОШНОМЕЛЬНІ ВЛАСТИВОСТІ ЗЕРНА ПШЕНИЦІ**

*У статті показано вплив нового способу водно–теплової обробки (ВТО) шляхом дії на зерно пшениці акустичних хвиль широкого діапазону та в умовах зниженого тиску. Вивчена дія даної ВТО на борошномельні властивості зерна пшениці перед сортовим хлібопекарським помелом.*

### **ВОДНО–ТЕПЛОВА ОБРОБКА, ЗЕРНО ПШЕНИЦІ, СОРТОВИЙ ПОМЕЛ.**

**Постановка проблеми.** У сучасній технології виробництва хлібопекарського борошна процес ВТО зерна має першочергове значення як метод, завдяки якому можна змінити вихідні властивості зерна для отримання з нього більшої кількості високосортного

борошна. Це одна з найбільш ефективних операцій для зміни стану зерна шляхом оптимізації технологічних властивостей.

Необхідність операції ВТО стає очевидною, якщо проаналізувати придатність сухого зерна для переробки в борошно. Невисока вологість зерна зумовлює низку негативних для технологічного процесу властивостей. Зерно міцне і подрібнення здійснюється з підвищеною витратою енергії. Невисока вологість оболонки зумовлює їх підвищене подрібнення і потрапляння у борошно. Анатомічні частини (зовнішні, внутрішні оболонки, ендосперм), які потрібно розділити, є міцно зв'язаними. Біологічно активні речовини зерна сконцентровані у великій кількості по периферії, що сприяє їх втраті у побічні продукти.

У зв'язку з цим ВТО в першу чергу направлена на мінімізацію негативних якостей зерна і оптимізацію властивостей зерна шляхом зміни його стану. Необхідно забезпечити високу еластичність і міцність оболонки, щоб не допускати їх надмірного подрібнення при переробці. Тому оболонки пластифікують, а ендосперм руйнують утворенням мікро- та макротріщинами та послаблюють його зв'язок з оболонками, що забезпечує оптимальні умови переробки зерна.

Важливим показником борошномельних властивостей зерна є кількість та якість круподунових продуктів. Як відомо, при традиційному холодному кондиціонуванні збільшення ступеню зволоження за однаковий час приводить до зменшення виходу крупних та до збільшення середніх крупок, мілких крупок і дунстів; зростання тривалості впливу вологи на зерно при фіксованій вологості – до зменшення виходу крупних та середніх крупок і до збільшення, мілких крупок й дунстів [1].

Оскільки стадія ВТО є достатньо довготривалою, у зерні, окрім структурно-механічних, відбуваються також й біохімічні зміни, пов'язані з перетвореннями білково-протеїназного комплексу. Такі зміни можна розглядати як негативні, якщо зерно, наприклад, має клейковини слабкого типу.

На сьогодні через високий попит на борошно високих гатунків з добрими хлібопекарськими властивостями [2], а також з урахуванням важливості проблем раціонального використання сировинних та енергетичних ресурсів, виробничих площ, забезпечення можливості регулювання і досягнення оптимальних технологічних властивостей зерна питання оптимізації процесу кондиціонування зерна є вельми актуальним.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Одна з технологій підготовки зерна до помелу передбачає нагрівання зерна теплою водою

та обдування повітрям при тиску 0,1–0,2 атм., температурі 15–20 °С і швидкості 0,1–0,3 м/с під час відволоження з метою підвищення виходу борошна високих гатунків. Після відволоження тривалістю 10–12 год., проводять повторне кондиціонування з тривалістю відволоження 3–5 год з обдуванням повітрям. На третьому етапі тривалість відволоження – 15–30 хв. Цей спосіб кондиціонування зерна дозволяє підвищити вихід борошна високих гатунків на 4,6% (вихід борошна I гатунку підвищується на 2,3–4,6%) і знизити середньовагову зольність борошна до 0,04% [3].

Інший спосіб кондиціонування зерна перед сортовим помелом з метою підвищення виходу борошна високих гатунків і зниження його зольності проводять наступним чином: підігрівають охолоджене зерно до 20 °С, зволожують та відволожують його спочатку протягом 10 год, потім – протягом 4 год і перед помелом дозвожують, при цьому на кожному етапі кондиціонування зерно піддають вібраційному впливу з величиною збурюючої сили 400–495 кгс, частотою 333–416 Гц і часом впливу 90–150 с при висоті насипного шару зерна 0,5–0,6 м. У результаті такої обробки вихід борошна високого гатунку підвищується на 5,0–5,5%, при цьому середньовагова зольність борошна знижується на 0,03–0,05% [4].

Відомий спосіб підготовки зерна пшениці до сортового помелу, метою якого є збільшення виходу борошна високих гатунків шляхом ослаблення нативного зв'язку насінневої оболонки з ендоспермом. Спосіб передбачає основне зволоження і основне відволоження протягом 6–22 год., повторне очищення, додаткове зволоження і відволоження протягом 25–30 хв. При цьому на етапі додаткового зволоження використовують водний розчин оцтової кислоти з концентрацією 3,0–3,5%. У результаті збільшується вихід борошна вищого гатунку на 0,3% і першого гатунку – на 0,3%, до того ж загальний вихід борошна помелу зростає на 0,2% [5].

Запропонований нами спосіб водно-теплової обробки зерна пшениці [6] передбачає вплив на зерно акустичних хвиль широкого діапазону в умовах зниженого тиску. Цей спосіб дозволяє суттєво скоротити стадію ВТО.

**Мета дослідження.** Метою роботи є дослідження борошномельних властивостей зерна, підданого дії акустичного впливу в умовах зниженого тиску на стадії водно-теплової обробки перед сортовим хлібопекарським помелом.

**Результати дослідження.** Об'єктами досліджень було зерно пшениці та борошно, отримане односортовим помелом. Зерно пшениці

характеризували наступними показниками якості: вологість – 12,5 %, скловидність – 50 %, вміст сиріої клейковини – 18,0 %.

У якості контрольних зразків застосовували зерно, що не проходило обробки перед помелом, та зерно, що піддавали водно-тепловій обробці до вологості 15,5–16,0 % протягом 20 год за температури 18–20 °С (традиційне двоетапне холодне кондиціонування).

Борошно з цього зерна отримували на лабораторному млині МЛІУ–202 Бюлер. Отримане борошно характеризували наступними показниками якості: крупність помелу – схід з шовкового сита № 35 – 1,9%, прохід сита № 43 – 76 %; вихід борошна – 73,2 %.

Попередніми дослідженнями були встановлені параметри імпульсної обробки, при яких можна досягти певних змін структурно-механічних властивостей зерна, зокрема зниження його міцності під час одноосного стискання до значення контрольного зразка, що пройшов традиційне холодне кондиціонування. За цих значень параметрів проводили обробку зерна перед помелом.

Результати впливу імпульсної обробки на вихід круподунстових продуктів (КДП) зерна пшениці представлені у таблиці 1.

Таблиця 1. Вплив імпульсної обробки на вихід круподунстових продуктів пшениці

Спосіб кондиціонування			Вихід крупок з I, II, III др.с., %				Усього КДП, %
I. у пневмоімпульсній установці			крупних	середніх	дрібних	дунстів	
сила, од. пр.	тиск, Ч10 <sup>4</sup> , Па	тривалість, кількість імпульсів					
3	0,8	120	28,3	16,1	8,6	11,6	64,6
	2,4	180	28,2	16,0	8,7	11,7	64,6
4	0,8	90	29,0	15,9	8,4	11,3	64,6
	2,4	150	29,0	16,4	8,3	11,1	64,8
5	0,8	90	29,2	16,3	8,3	11,0	64,8
	2,4	120	29,0	16,2	8,4	11,1	64,7
6	0,8	60	28,6	15,9	8,5	11,6	64,6
	2,4	90	28,2	15,9	8,7	11,8	64,6
II. холодне кондиціонування			28,1	15,8	8,8	11,9	64,6
III. без кондиціонування			33,2	14,6	7,2	10,5	65,5

Отримані дані вказують на те, що вихід окремих фракцій круподунстових продуктів при помелі залежить від інтенсивності (залежить від значення параметрів «сила імпульсів» та «тиск») і тривалості імпульсної обробки (параметр «кількість імпульсів»). При варіюванні певних значень цих параметрів можна отримувати вихід фракцій, близький до значень контрольного зразка зерна після традиційної ВТО у холодний спосіб. Це свідчить про наближення встановлених нами режимів обробки в раціональних межах параметрів імпульсного впливу на зерно перед помелом.

У деяких зразках при однаковому загальному виході КДП вихід фракцій крупної та середньої крупок дещо вищий, а мілкої крупки та дунстів – нижчий, порівняно зі зразком з холодним кондиціонуванням. Загальна кількість КДП у певних зразків дещо більша, що обумовлено вищим виходом крупної та середньої крупок, при цьому дрібної крупки та дунстів менше, ніж у зразка з холодним кондиціонуванням. Можливо, це пояснюється недостатньою або надмірною силою імпульсів, за якої (після інтенсивного і тривалого впливу на зерно, знімання залишкової вологи) відбувається ефект «склеювання» тріщин в ендоспермі та утворення крупніших часточок в драному процесі, що обумовлює і дещо більшу загальну кількість КДП як проміжних продуктів помелу.

Важливими показниками ефективності технології виробництва борошна є кількісний та якісний склад кінцевих продуктів помелу, а саме вихід та білизна борошна. Вплив імпульсної обробки на ці показники представлено в таблиці 2.

Таблиця 2. Залежність виходу борошна та його білизни від параметрів імпульсної обробки

Спосіб кондиціонування			Вихід борошна, %	Білизна, од.пр.
I. у пневмоімпульсній установці				
сила, од. пр.	тиск, Ч10 <sup>4</sup> , Па	тривалість, кількість імпульсів		
3	0,8	120	73,13	53,0
	2,4	180	73,19	53,3
4	0,8	90	72,95	52,8
	2,4	150	73,20	53,3
5	0,8	90	73,21	53,2
	2,4	120	73,19	53,3
6	0,8	60	73,03	52,8
	2,4	90	73,20	53,3
II. холодне кондиціонування			73,20	53,3
III. без кондиціонування			70,55	45,8

Отримані дані вказують на те, що у більшості зразків показник виходу борошна та білизни дорівнює відповідним значенням зразка, відволоженого традиційно. Це може свідчити про досягнення рівноважного стану зерна, коли вода розподілилася по всьому об'єму зерна і будь-яких інших фізико-механічних змін у зерні вже не відбувається.

Можна припустити, що обробка є недостатньою для зразків з меншим виходом борошна і нижчою порівняно з контролем. У цьому випадку не досягається оптимальний рівень технологічних властивостей підготовки зерна до помелу, що спричиняє нижчий вихід борошна і значення показника білизни борошна відносно зразка після традиційного кондиціонування.

**Висновки.** Таким чином, встановлено, що застосовуючи певні параметри інтенсивної імпульсної водно-теплової обробки зерна перед сортовим хлібопекарським помелом можна досягти необхідних борошномельних властивостей зерна пшениці. При цьому суттєво скорочується тривалість процесу підготовки зерна до помелу.

#### Література

1. Наумов И.А. Совершенствование кондиционирования и измелчения пшеницы и ржи – М.: Колос, 1975. – 412 с.
2. Данилин А.С., Братухин А.М. Совершенствование технологических процессов на мукомольных заводах – М.: Колос, 1976. – 246 с.
3. Пат. 1101298 СССР, МПК А1 В 02 В 1/04. Способ кондиционирования зерна пшеницы перед сортовым помолом/ Марценюк В. В., Толкачева Е.В.; заявитель и патентообладатель Джамбульский технологический институт лёгкой и пищевой промышленности. – № 3376222/28–13; заявл. 06.01.1982; опубл. 07.07.1984; Бюл. №25. – 7 с.
4. Пат 1386290 СССР, МПК А1 В 02 В 1/04. Способ кондиционирования зерна пшеницы перед сортовым помолом/ Марценюк В. В., Толкачева Е.В.; заявитель и патентообладатель Джамбульский технологический институт лёгкой и пищевой промышленности. – № 3913358/31–13; заявл. 24.06.1985; опубл. 07.04.1988; Бюл. №13. – 6 с.
5. Пат 1655559 СССР, МПК А1 В 02 В 1/04. Способ подготовки зерна пшеницы к сортовому помолу/ Садовский Г.Н.; заявитель и патентообладатель Одесский технологический институт пищевой промышленности им. М.В. Ломоносова. – № 4691532/13; заявл. 11.05.1989; опубл. 15.06.1991; Бюл. №22. – 6 с.

6. Пат. на корисну модель 50802. Україна. В02В1/00. Спосіб водно-теплової обробки зерна пшениці перед сортовим хлібопекарським помелом /Сафонова О.М., Разборська О.О., Домніч М.І., Юферов В.Б., Озеров О.М., Пономарьов О.М.; заявники та патентовласники: Сафонова О.М., Разборська О.О., Домніч М.І., Юферов В.Б., Озеров О.М., Пономарьов О.М. – № у 2009 13204; заявл. 18.12.2009 р.; опубл. 25.06.2010 р., Бюл. № 12. – 4 с.

*Рецензент д.т.н., проф. О.В. Богомолів*

УДК 621.92

© В.В. Сацюк, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

## **МОДЕЛЬ ЧАСТИНКИ ІЗ ПРИВЕДЕНИМИ ПАРАМЕТРАМИ, ЩО ВРАХОВУЄ СИЛУ ЗЧЕПЛЕННЯ ЧАСТИНОК**

*У статті наведено модель частинки із приведеними параметрами. Запропоновано залежності для визначення сили тертя та питомої сили зчеплення частинок для сипкого зв'язного матеріалу.*

### **МОДЕЛЬ, ЧАСТИКА, СИЛА, ЗЧЕПЛЕННЯ, РЕАКЦІЯ.**

**Постановка проблеми.** Для зменшення кількості матеріальних затрат та часу, які потрібні при розробці та дослідженні машин, є необхідним створення математичної моделі. Використання складної моделі опису руху матеріалу, приймаючи його за сипке суцільне середовище, вимагає громіздкого математичного апарату, через складність процесів.

Тому виникає необхідність досліджень заснованих на моделі частинки із приведеною площею контакту та з врахуванням сил зчеплення частинок.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Відома модель частинки із приведеними параметрами [1] не враховує силу зчеплення частинок.

**Результати досліджень.** Розглянемо елементарний шар суміші (рис.1). Шар складається із двох рядів нижнього (частинки 2, 3) та верхнього (частинка 1). Частиці суміші мають силу щеплення між собою  $dC$ . В точках контакту  $A_2$  та  $A_3$  частинки 1 з частиками 2 та 3 виникають нормальні реакції  $N_{12}$  та  $N_{13}$  і сили тертя  $F_{тр.21}$  та  $F_{тр.31}$ . Реакції  $N_{12}$  та  $N_{13}$  відхиляються від нормалі на кут внутрішнього тертя  $\varphi_0$ . На частинку 1 діє осьова сила. Осьова сила рівна силі ваги



$m_0g$  частинок верхніх рядів (на рис.1 ці ряди умовно не показані). Крім того, на частинку 1 діє сила власної ваги  $mg$ .

Для розгляду закономірностей руху верхнього шару відносно нижнього шару 2 – 3 скористаємося моделлю частинки з приведеними параметрами враховуючи силу щеплення частинок (рис. 2). При цьому, нижній ряд веде себе як тверде тіло, що лежить на поверхні. В точці контакту верхнього та нижнього рядів виникає сила тертя  $F_{mp1}$ .



Рис.1. Механізм дії сил між частинками суміші

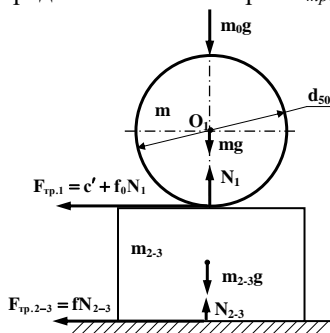


Рис. 2. Модель шару матеріалу, що враховує силу ваги його верхнього шару та силу зчеплення частинок

На основі аналізу рівняння Кулона для сипких зв'язних матеріалів [2] можна зробити припущення, що зв'язок між силою тертя  $F_{rp,1}$  при відносному русі 1-ї частинки та приведеною силою зчеплення частинки  $c'$ , матиме вигляд:

$$F_{\delta \delta,1} = c' + f_0 N_1, \tag{1}$$

де  $f_0$  – коефіцієнт внутрішнього тертя;  $N_1$  – нормальна реакція.

Значення приведеної сили зчеплення частинки  $c'$ , визначаємо виходячи з припущення, що питома щеплення частинок  $c$ , рівномірно розподіляється між частиками:

$$c' = \frac{c}{q}, \tag{2}$$

де  $c'$  – приведена сила зчеплення частинки, Н;  $c$  – питома щеплення частинок, Па;  $q$  – кількість частинок, що розміщенні в січєні матеріалу площею  $1 \text{ м}^2$ .

Враховуючи зроблене припущення про форму площини тертя, кількість частинок, які розміщенні в січєні матеріалу площею  $1 \text{ м}^2$ , становить:

$$q = q_L q_b, \quad (3)$$

де  $q_L, q_b$  – кількість частинок розміщених по довжині  $L$  та ширині  $b$  січення.

Теоретичні дослідження визначення кількості частинок, що знаходяться по довжині шару матеріалу, при постійному куті їх вкладання, проведені А.Н. Панченком [3]. Для визначення  $q_L$  та  $q_b$  автор рекомендує використовувати наступні формули:

$$q_L = \frac{L}{d_{50}(1 + 2 \sin \alpha_0)}, \quad q_b = \frac{b}{d_{50}(1 + 2 \cos \alpha_0)}. \quad (4)$$

Підставивши значення  $q_L, q_b$  у (2.5), враховуючи що  $L \cdot b = I$ , запишемо:

$$q = \frac{I}{d_{50}^2 (1 + 2 \sin \alpha_0)(1 + 2 \cos \alpha_0)}.$$

Отже,

$$c' = c \cdot d_{50}^2 (1 + 2 \sin \alpha_0)(1 + 2 \cos \alpha_0).$$

**Висновок.** Застосування отриманої моделі частинки із приведеними параметрами, що враховує силу зчеплення частинок, дозволить математично описати рух сипкого зв'язного матеріалу на поверхнях сільськогосподарських маши.

#### Література

1. Вибрации в технике: Справочник в 6-ти т. – М.: Машиностроение, 1981. – Т4. Вибрационные процессы и машины /Под ред. Э.Э. Лавендала. 1981. – 509с.
2. Цытович Н.А. Механика грунтов.– М.: Высш. шк., 1983. – 288с.
3. Панченко А.Н. Теория измельчения почв почвообрабатывающими орудиями. – Днепропетровск: Днепропетровский государственный аграрный университет, 1999. – 140 с.

*Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух*

УДК 658.51:631.3

© О.В. Сидорчук, д.т.н., член–кореспондент НААНУ,

В.А. Українець

Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»,

П.М. Луб, к.т.н.

Львівський національний аграрний університет,

В.В. Грабовець, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

## **АГРОМЕТЕОРОЛОГІЧНІ ПРИЧИНИ АДАПТИВНОСТІ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ ІЗ УДОБРЕННЯ, ПІДГОТОВКИ ҐРУНТУ ТА СІВБИ КУЛЬТУР**

*Охарактеризовано вплив агрометеорологічних умов на стан ґрунту та перебіг робіт із його удобрення, підготовки та сівби культур. Означено агрометеорологічні причини потреби технологічного адаптування цих робіт до умов зовнішнього середовища. Встановлено розподіли термінів настання якісної зміни ґрунтових умов впродовж весняного та літньо–осіннього періодів.*

**ҐРУНТ, ТЕРМІНИ, УДОБРЕННЯ, ПІДГОТОВКА, СІВБА, МІНЛИВІСТЬ, УМОВИ, АДАПТУВАННЯ, РОЗПОДІЛ.**

**Постановка проблеми.** Мінливий вплив агрометеорологічних умов на стану ґрунту зумовлює мінливість термінів виконання робіт із удобрення, підготовки ґрунту та сівби (УПГС) сільськогосподарських культур. Це явище об'єктивно зумовлює потребу технологічного адаптування до стану предмета праці як у розрізі весняного, так і літньо–осіннього періодів. Відповідно до цього, для своєчасної сівби культур у якісно підготовлений та удобрений ґрунт сільськогосподарське підприємство (СПП) повинне володіти "адаптивним" комплексом специфічних машин. Сучасні методи та моделі із дослідження ефективності таких комплексів, на жаль, ще не дають змоги врахувати системно–подієві особливості їх функціонування та потребують удосконалення.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Чинні методи та моделі обґрунтування параметрів комплексів машин сільськогосподарського підприємства (СПП) [8] ґрунтуються на нормативах потреб у техніці і дають змогу встановити "базовий" комплекс машин для заданих агротехнічних термінів робіт [3]. Їх застосування для дослідження адаптивних технологічних систем [11],

на жаль, не дає змоги об'єктивно оцінити комплекс машин, який функціонує в умовах, що змінюються та потребують корегування ходу відповідних робіт з УПГС [4].

**Метою статті** є узагальнити результати дослідження впливу агрометеорологічних умов на стан ґрунту та формування об'єктивних причин стохастичності термінів робіт із УПГС і природно зумовленого фонду часу на їх виконання.

**Результати дослідження.** Для вирощування сільськогосподарських культур рільничі підприємства формують відповідний комплекс машин, який використовується для виконання множини технологічних операцій із механізованого вирощування культурних рослин. Формування цього комплексу здійснюється на підставі відповідної множини технологічних операцій, які, у свою чергу, вибираються на підставі сівозміни культур СГП та технологій їх вирощування. Внаслідок цього, перед СГП щорічно виникає завдання щодо виконання скінченої множини робіт із УПГС в розрізі весняного та літньо–осіннього періодів.

Загальновідомо, що стан вологості ґрунту впливає на якісні показники окремих польових робіт, зокрема таких як обробіток ґрунту та сівба. Відповідно до цього, зазначені операції слід виконувати коли ґрунт перебуває у стані фізичної сплості, що дає змогу досягнути його добре кришення та перемішування [2]. З іншого боку, культурні рослини також формують вимоги щодо якісних показників удобрення, підготовки посівного шару ґрунту, сівби, а також термінів виконання цих робіт [6]. Незадоволення цих об'єктивних вимог через неякісні та несвоєчасні роботи призводить до зниження врожайності культури, а відтак до технологічних втрат у виробничому процесі.

Завершення зимового періоду та підсихання ґрунту зумовлюють потребу початку весняно–польових робіт із УПГС, які необхідно завершити до моменту досягнення таких гідротермічних умов у посівному шарі, за яких розпочинають сівбу культур [6]. Проміжок часу між зазначеними подіями зумовлює природно зумовлений фонд часу ( $t_{нз}^e$ ) на виконання весняних робіт. Для літньо–осіннього періоду  $t_{нз}^o$  зумовлений термінами завершення збирання врожаю попередника та завершенням фізичної стиглості ґрунту на початку зимового періоду. Окрім того, випадання дощів зумовлює його перезволоження, що призводить до призупинення робіт на полях та скорочення тривалості  $t_{нз}$ . Слід зазначити, що внаслідок мінливості агрометеорологічних умов час настання зазначених подій у розрізі календарного періоду є ймовірною величиною, що зумовлює стохастичність  $t_{нз}$ .

Необхідно також зазначити, що стан ґрунту (його вологість, наявність наземних та підземних рослинних решток тощо) та тривалість  $t_{нз}$  впливають на формування змісту робіт у весняний та літньо-осінній періоди. Зокрема, за ранньої весни виникає потреба виконання додаткової операції “закриття вологи”. За середніх та пізніх термінів початку весни виконання цієї операції під ярі ранні та середні культури здебільшого є недоцільним, оскільки одразу необхідно виконати передпосівний обробіток, щоб не запізнитися зі сівбою культур. За ранньої весни під ярі пізні культури необхідно виконувати повторне знищення бур’янів (культивація з боронуванням), що у разі пізньої весни здійснюють за рахунок передпосівного обробітку. Для літньо-осіннього ж періоду довготривалі непогожі проміжки та ранні терміни зими призводять до невиконання усього обсягу робіт, що, у свою чергу, зумовлює потребу корегування їх змісту весняно-польовий період наступного року тощо.

Відповідно до вищезазначеного СГП повинне володіти таким комплексом машин, який давав би можливість адаптуватися до мінливості стану предмета праці (посівного шару ґрунту) та, зокрема, тривалості  $t_{нз}$ . Головною метою такого адаптивного комплексу машин є забезпечити своєчасну сівбу сільськогосподарських культур у якісно підготовлений та удобрений ґрунт як у весняний, так і в літньо-осінній періоди.

Однак для відображення особливостей функціонування адаптивних технологічних систем СГП у відповідних імітаційних моделях та дослідження на їх підставі показників системної ефективності адаптивних комплексів машин необхідно володіти специфічними методами та моделями, що дають змогу відтворити специфіку впливу умов зовнішнього середовища на зміст та перебіг робіт із УПС. Одним із етапів виконання цього завдання є дослідження та формалізація характеристик впливу агрометеорологічних умов на стан ґрунту, що визначає можливість або ж неможливість функціонування ґрунтообробно-посівної техніки. Системно-подієвий аналіз функціонування адаптивних технологічних систем переконує у тому, що ці характеристики можна представити на підставі наступних показників: 1) часу початку фізичної стиглості ґрунту у весняний період; 2) часу завершення фізичної стиглості ґрунту в осінній період; 3) тривалості погожих та непогожих проміжків для кожного із сезонів.

Отже, володіючи ретроспективною базою даних метеорологічних станцій щодо термінів настання зазначених подій у часі, маємо можливість побудувати варіаційні ряди емпіричних

значень. Їх опрацювання на підставі методів математичної статистики дає змогу обґрунтувати теоретичні закони розподілу відповідних показників, а відтак – відтворити їх часові характеристики у статистичній імітаційній моделі функціонування адаптивних технологічних систем із УПГС.

Встановлення термінів настання зазначених подій виконували за даними Вол.–Волинської метеорологічної станції, що знаходиться у Волинській області. Використовуючи інформацію із звітів (ТСХ–1, КМ–1) щоденних спостережень за атмосферними явищами та станом зволоження верхнього шару ґрунту (на глибині 0–2, 2–10 см), формували базу початкових даних дослідження (для періоду 45 років – 1963–2008 рр.).

Для числового відображення термінів настання цих подій прийнято точку відліку – 1 січня. Віднімаючи від календарних термінів їх настання точку відліку отримано відповідні кількісні показники. За час початку фізичної стиглості ґрунту приймався перший із п'яти перших днів весняного періоду, за якого ґрунт перебував у добре зволоженому стані [7]. Аналогічно визначався час завершення фізичної стиглості ґрунту в осінній період. Умовою завершення періоду можливого обробітку ґрунту прийнято сильно зволожений, надзвичайно зволожений, мерзлий та покритий снігом ґрунт [7].

Використовуючи методи математичної статистики побудовано наступні розподіли: 1) часу ( $\tau_{\phi}^n$ ) початку фізичної стиглості ґрунту у весняний період (рис. 1); 2) тривалості погожих ( $t_{nn}$ ) (табл.) та непогожих ( $t_{nn}$ ) (табл.) проміжків для весняного (для періоду з 1 березня до 15 червня) та літньо–осіннього періодів (для періоду – 1 вересня – 20 грудня); 3) часу ( $\tau_{\phi}^3$ ) завершення фізичної стиглості ґрунту в осінній період (рис. 2).

Зокрема, встановлено, що розподіл  $\tau_{\phi}^n$  (табл.) узгоджується із законом Лапласа–Шарльє [1,5], довірчий інтервал  $\tau_{\phi}^n$  знаходиться в межах – 63...115 доба. Розподіл  $\tau_{\phi}^3$  (табл.) узгоджується із нормальним законом [9], довірчий інтервал  $\tau_{\phi}^3$  – 281...356 доба. Розподіли  $t_{nn}$ ,  $t_{nn}$  (табл.) для весняного та літньо–осіннього періодів узгоджуються із законом Вейбулла [10]. Зокрема, довірчий інтервал  $t_{nn}$  для весняного періоду наступний – 1...114 діб, осіннього – 1...21 діб. Довірчий інтервал  $t_{nn}$  для весняного періоду – 1...10 діб, осіннього відповідно – 1...14 діб.

Таблиця. Диференціальні функції та оцінки статистичних характеристик розподілів випадкових величин

Проміжки часу	Диференціальна функція розподілу	Оцінки статистичних характеристик	
		$\bar{M}[t]$	$\bar{v}[t]$
<i>Весняний період</i>			
Час початку фізичної стиглості ґрунту	$\varphi(t) = 0,033 \cdot e^{-\frac{t^2}{2}} \left\{ 1 + \frac{A_s}{6} \cdot t \cdot (t^2 - 3) + \frac{E_s}{24} [t \cdot (t^2 - 2) - 3 \cdot (t^2 - 1)] \right\}$ $t = \frac{x_i - 92,962}{12,191}, A_s = -0,514, E_s = -0,1$	92,962	0,407
Погожі проміжки	$f(t_{i\bar{i}}) = 0,044 \cdot \left( \frac{t_{i\bar{i}} - 1}{24,057} \right)^{0,068} \cdot \exp \left[ - \left( \frac{t_{i\bar{i}} - 1}{24,057} \right)^{1,068} \right]$	24,555	0,949
Непогожі проміжки	$f(t_{i\bar{i}}) = 0,506 \cdot \left( \frac{t_{i\bar{i}} - 1}{2,375} \right)^{0,202} \cdot \exp \left[ - \left( \frac{t_{i\bar{i}} - 1}{2,375} \right)^{1,202} \right]$	3,239	0,844
<i>Літньо-осінній період</i>			
Погожі проміжки	$f(t_{i\bar{i}}) = 0,203 \cdot \left( \frac{t_{i\bar{i}} - 1}{5,665} \right)^{0,148} \cdot \exp \left[ - \left( \frac{t_{i\bar{i}} - 1}{5,665} \right)^{1,148} \right]$	6,412	0,884
Непогожі проміжки	$f(t_{i\bar{i}}) = 0,427 \cdot \left( \frac{t_{i\bar{i}} - 1}{2,531} \right)^{0,08} \cdot \exp \left[ - \left( \frac{t_{i\bar{i}} - 1}{2,531} \right)^{1,08} \right]$	3,469	0,938
Час завершення фізичної стиглості	$f(\tau_{\delta}^{\xi}) = 0,024 \cdot \exp \left[ - \frac{(\tau_{\delta}^{\xi} - 319,452)^2}{539,002} \right]$	319,452	0,427

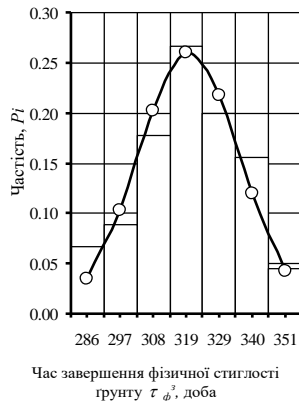
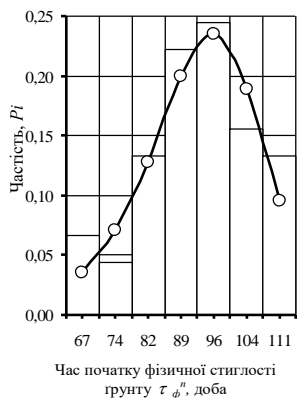


Рис. 1. Гістограма та теоретична крива розподілу часу початку фізичної стиглості ґрунту у весняний період

Рис. 2. Гістограма та теоретична крива розподілу часу завершення фізичної стиглості ґрунту в літньо–осінній період

Таким чином, розроблення методів та моделей, що дають змогу врахувати специфіку впливу агрометеорологічних умов на стан ґрунту та формування природно–зумовленого фонду часу щодо виконання робіт із удобрення, підготовки ґрунту та сівби сільськогосподарських культур, є важливим етапом розроблення статистичної імітаційної моделі функціонування адаптивних технологічних систем. Розроблення комп'ютерної програми цієї моделі дає змогу виконати відповідні експерименти та встановити інтегровані функціональні показники виконання робіт із УПС. Багаторазова реалізація комп'ютерної програми за різних характеристик агрометеорологічних умов дає змогу встановити репрезентативну вибірку даних та, використовуючи методи математичної статистики, кількісно оцінити показники ефективності адаптивних комплексів машин із УПС.

**Висновки.** Стохастичність агрометеорологічних умов та їх вплив на стан ґрунту зумовлює мінливість тривалості природно зумовленого фонду часу на виконання робіт із удобрення, підготовки ґрунту та сівби сільськогосподарських культур. Культурні рослини об'єктивно формують вимоги щодо термінів та якісних показників згаданих робіт. Їх незадоволення призводить до технологічних втрат у виробничому процесі. Опрацювання на підставі методів математичної статистики результатів спостережень Вол.–Волинської метеорологічної



станції за станом верхніх шарів ґрунту дало змогу встановити, що розподіл часу початку фізичної стиглості ґрунту у весняний період узгоджується із законом Лапласа–Шарльє; розподіл часу завершення фізичної стиглості ґрунту в літньо–осінній період узгоджується із нормальним законом; розподіли погожих та непогожих проміжків весняного та літньо–осіннього періодів узгоджуються із законом Вейбулла. Розроблення методів та моделей, які дозволяють відобразити стохастичний вплив агрометеорологічних умов на зміст та умови виконання робіт із удобрення, підготовки ґрунту та сівби культурних рослин, дає змогу на підставі комп’ютерних експериментів оцінити інтегровані функціональні показники відповідних комплексів машин, а відтак здійснити кількісне оцінення показників ефективності адаптивних технологічних систем.

#### Література

1. Айвазян С.А. Прикладная статистика: Основы моделирования и первичная обработка данных / С. А. Айвазян, И. Е. Енюков, Л. Д. Мешалкин // Справочное изд. – М. : Финансы и статистика, 1983. – 471 с.
2. Бомба М. Я. Наукові і практичні основи обробітку ґрунту : навч. посіб. / М. Я. Бомба, З. М. Томашівський. – Івано–Франківськ : Галичина, 1993. – 148 с.
3. Завалишин Ф. С. Основы расчета механизированных процессов в растениеводстве / Ф. С. Завалишин. – М. : Колос, 1973. – 319 с.
4. Керівництво з питань проектного менеджменту / пер. з англ.; під ред. С. Д. Бушуєва. – 2-ге вид., перероб. – К. : Вид. дім „Деловая Украина”, 2000. – 198 с.
5. Королюк В.С. Справочник по теории вероятностей и математической статистике / В. С. Королюк, Н. И. Портенко, А. В. Скороход, А. Ф. Турбин. – К. : Наукова думка. – 1978. – 582 с.
6. Лихочвор В. В. Рослинництво. Технології вирощування сільськогосподарських культур / В. В. Лихочвор. – Львів : Укр. технології, 2002. – 800 с.
7. Наставления гидрометеорологическим станциям и постам. – Вып. 11: Агрометеорологические наблюдения на станциях и постах. – Ч.1.: Основные агрометеорологические наблюдения. – Л. : Гидрометеоиздат, 1985. – 320 с.
8. Пастухов В. І. Обґрунтування оптимальних комплексів машин для механізації польових робіт : автореф. дис. на здобуття наукового ступеня докт. техн. наук: спец. 05.05.11 „Машини і засоби

механізації сільськогосподарського виробництва” / В. І. Пастухов; Харк. нац. техн. ун–т сіл. госп–ва ім. П. Василенка. – Х., 2004. – 38 с.

9. Прикладная статистика. Правила определения оценок и доверительных границ для параметров нормального распределения : ГОСТ 11.007–74. – М. : Изд–во стандартов, 1981. – 20 с.

10. Прикладная статистика. Правила определения оценок и доверительных границ для параметров распределения Вейбулла : ГОСТ 11.007–75. – М. : Изд–во стандартов, 1980. – 30 с.

11. Сидорчук О. В. Технологічні вимоги механізованого процесу в рослинництві до темпів ремонту машин / О. В. Сидорчук, М. І. Карпа, В. О. Тимочко, С. А. Федосенко // Підвищення організаційно–технічного рівня ремонтно–відновних процесів в АПК регіону: Пр. ін–ту / Львів с.–г. ін–т. – Львів, 1990. – С 84–90.

УДК 631.354.028

© В.Ф. Сіренко, к.т.н., А.І. Жабко  
Сумський національний аграрний університет

## **ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЦЕСУ ПЕРЕРІЗАННЯ СТЕБЕЛ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ КУЛЬТУР З ВРАХУВАННЯМ ЗГІНАЛЬНИХ НАПРУЖЕНЬ**

*В статті розглянуто процес перерізання стеблових матеріалів сільськогосподарських культур та визначення основних параметрів при статичній та динамічній дії сили з врахуванням механіко–технологічних властивостей рослинних матеріалів.*

### **РІЗАННЯ, НАПРУЖЕННЯ, СТЕБЛО, ПЕРЕМІЩЕННЯ, СИЛА, ЛЕЗО.**

**Постановка проблеми.** Процес різання – найпоширеніший вид руйнування сільськогосподарських матеріалів в процесі їх збирання та переробки. Вивченням даного процесу в різальних апаратах сільськогосподарських машин займається цілий ряд вчених, як в нашій країні, так і за її межами. Процеси, що відбувається в стебловому матеріалі під час процесу перерізання його лезом, є не що інше, як руйнування тканин під дією значних місцевих деформацій. Визначення та теоретичне обґрунтування фізичної сутності процесу різання має базуватися на встановленні та оцінці макро– та мікропроцесів, які виникають в зоні різання. Отже, при конструюванні

нових та вдосконаленні існуючих різальних апаратів збиральних машин необхідно, перш за все, враховувати механіко–технологічні властивості рослинних матеріалів в період збирання. Стеблова маса сільськогосподарських рослин складається з клітин, які, перебуваючи у певному порядку, утворюють тканини. Комплекси механічних і провідних тканин розташовуються групами, тобто судинно–волоконистими пучками, які спільно з луб'яним покривом в основному визначають міцність стебла. Загалом, процес різання визначається такими основними показниками, як зусилля різання, швидкість руху леза і т. д., які є результатом фізико–механічних явищ, що виникають в зоні різання, на кромці і гранях леза.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Основи наукової теорії різання вперше були розроблені видатним російським академіком В.П. Горячкіним і послужили підставою для подальших досліджень цілого ряду вчених. В своїх працях В.П. Горячкін [1] показав взаємозв'язок технологічних основ процесу різання з конструктивними елементами ріжучого апарату. Зрізання стебел він розглядав як процес, який можна спричинити двома шляхами: статичним, повільним тиском за рахунок поперечного прискорення і динамічним за допомогою імпульсу за рахунок втраченої енергії. В подальшому питання процесу різання рослинних матеріалів розглядалися професором Є.М. Гутьяром [2], який визначив критичну швидкість, при якій стебло перерізається за рахунок удару без врахування зламу залишкового матеріалу. В працях Босого Є.С. [3] розглянуто процеси різання при статичній та динамічній дії сили на стебло, наведено схеми сил, що діють на ніж, і рекомендації з підвищення експлуатаційної надійності існуючих різальних апаратів. Основні умови процесу різання були також предметом ґрунтовних досліджень В.А. Желіговського [4], Н.Ю. Резніка [5] та багатьох інших.

**Метою дослідження** є визначення основних параметрів у процесі перерізання стебел сільськогосподарських культур.

**Результати дослідження.** В дослідженнях Є.М. Гутьяра та Є.С. Босого процес згинання стеблової маси рослинних матеріалів розглядається для моделі, в якій вся маса стебла приводиться до місця дії леза. Але в даному випадку не в повній мірі враховується вплив розподіленої маси на форму осі та частоти коливання стебла.

Застосовуючи ряд припущень і обмежень в процесі перерізання сплутаної стеблової маси ріпаку, пропонується найпростіша модель, за допомогою якої можна з'ясувати основні закономірності процесу деформації стеблової маси в процесі перерізання за допомогою незмінної постійно діючої сили  $P_0$ .

Згідно з запропонованою нами моделлю круглий переріз рослинних матеріалів інтерпретується як квадратний переріз, рівновеликий за площею до круглого. При цьому відхилення геометричних розмірів і площі перерізу є мінімальними і складають близько 5 %. В подальших дослідженнях при переході від квадратного до круглого поперечного перерізу стебла матимемо лише уточнення запропонованої моделі за рахунок включення більш складних диференціальних рівнянь, а суть протікання процесу перерізу стеблових матеріалів залишиться незмінною. У відповідності до вищенаведених припущень довжина різання і руйнуюче контактне напруження є величинами сталими, а сили тертя на бічних поверхнях лека враховуються як коефіцієнт збільшення зусилля [6]

$$P_o \approx D_{\delta\zeta} \cdot \hat{E},$$

де  $D_{\delta\zeta}$  – зусилля, необхідне для перерізу рослинного матеріалу, Н;  $\hat{E}$  – коефіцієнт збільшення зусилля в процесі тертя лека і рослинного матеріалу.

В подальших уточнених моделях, для з'ясування процесу руйнування стеблової маси, необхідно вводити в повному обсязі математичний опис взаємодії лека та рослинного матеріалу при змінних величинах геометричних характеристик круглого перерізу.

З проведених експериментальних досліджень геометричної структури стеблової маси рослин ріпаку випливає, що середня відстань між точками контакту стеблової маси складає відстань, яка приблизно дорівнює  $l \approx 10 - 20d$ .

Таким чином, модель зводиться до розгляду коливаний двохопornoї балки з постійним поперечним перерізом квадратної форми з розподіленою масою  $m_o$  та навантаженою зосередженою силою  $P_o$  на відстані  $S$  від лівої опори.

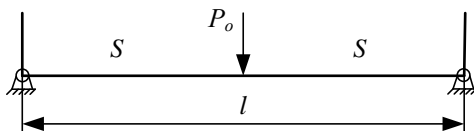


Рис. 1. Схема навантаження двохопornoї балки

В цьому випадку диференціальне рівняння переміщення перерізу балки має вигляд [7]

$$\frac{\ddot{a}^2 \acute{o}}{\ddot{a}t^2} + k^2 \frac{\ddot{a}^4 \acute{o}}{\ddot{a}x^4} = \frac{P_o}{m_o} \delta(x - S), \quad (1)$$

де  $y$  – координата переміщення, м;  $t$  – координата часу, с;  $k$  – коефіцієнт диференціального рівняння;  $x$  – поточна координата, м;  $P_o$  – зосереджена прикладена сила, Н;  $m_o$  – маса погонного метра стебла, кг;  $\delta$  – одинична функція, м;  $S$  – відстань від опори до точки прикладення сили  $P_o$ , м.

Вирішення рівняння (1) знаходимо у вигляді

$$y = \sum_{n=1}^{\infty} y_n(t) \sin \frac{\pi n x}{l},$$

при цьому рівняння (1) набуває вигляду

$$\frac{\ddot{a}^2 \delta}{\ddot{a} t^2} + k^2 \left( \frac{\pi n}{l} \right)^4 \cdot y_n,$$

де  $n$  – кількість гармонічних коливань;  $l$  – відстань між опорами стебла, м;

В початковий момент часу  $y_n = \dot{y}_n = 0$ .

За умови, якщо  $x = \frac{l}{2}$  та  $S = \frac{l}{2}$ , величина переміщення для першої основної гармоніки  $n = 1$  з рівняння (1) буде дорівнювати

$$y = \frac{2P_o l^3}{m_o k^2 \pi^4} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin \frac{\pi n S}{l}}{n^4} \sin \frac{\pi n x}{l} \left[ 1 - \cos k \left( \frac{\pi n}{l} \right)^2 t \right] =$$

$$= \frac{2P_o l^3}{m_o k^2 \pi^4} \sin^2 \frac{\pi}{2} \left[ 1 - \cos k \left( \frac{\pi}{l} \right)^2 t \right] \quad (2)$$

де  $y$  – величина переміщення стебла в точці прикладення сили, м;  $P_o$  – зосереджена прикладена сила, Н;  $l$  – відстань між опорами стебла, м;  $m_o$  – маса погонного метра стебла, кг;  $k$  – коефіцієнт диференціального рівняння,  $k = \sqrt{\frac{EI_x}{m_o}}$ ;  $E$  – модуль пружності рослинного матеріалу, МПа;  $I_x$  – осьовий момент інерції, м<sup>4</sup>;  $n$  – кількість гармонічних коливань;  $S$  – відстань від опори до точки прикладення сили  $P_o$ , м;  $x$  – поточна координата;  $t$  – час, с.

Виходячи з вищенаведеного, момент в місці прикладення сили  $P_o$  буде дорівнювати

$$M = \frac{\ddot{a}^2 y}{\ddot{a}x^2} EI_x = -\frac{EI_x 2P_o l^3}{m_o k^2 \pi^4} \sum_n \frac{\pi^2}{n^2 l^2} \sin \frac{\pi n S}{l} \sin \frac{\pi n x}{l} \left[ 1 - \cos k \left( \frac{\pi n}{l} \right)^2 t \right] =$$

$$= -\frac{2EI_x P_o l}{m_o k^2 \pi^2} \sin^2 \frac{\pi}{2} \left[ 1 - \cos k \left( \frac{\pi}{l} \right)^2 t \right] \quad (3)$$

де  $M$  – момент сили різання, Н·м.

Максимальне напруження в перерізі, в місці прикладення сила

$P_o$

$$|\sigma_{max}| = \frac{M}{W_x} \Big|_{x=S} = \frac{2EI_x P_o l}{m_o k^2 \pi^4 W_x} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin^2 \frac{\pi n S}{l}}{n^2} \left[ 1 - \cos k \left( \frac{\pi n}{l} \right)^2 t \right] =$$

$$= \frac{2EI_x P_o l}{m_o k^2 \pi^4 W_x} \sin^2 \frac{\pi}{2} \left[ 1 - \cos k \left( \frac{\pi}{l} \right)^2 t \right] \quad (4)$$

де  $W_x$  – осьовий момент опору,  $W_x = \frac{a^3}{6}$ , м<sup>3</sup>.

Оскільки  $k = \sqrt{\frac{EI_x}{m_o}}$ , а  $W_x = \frac{a^3}{6}$ , рівняння (2), (3), (4) матимуть

ВИГЛЯД

$$y = \frac{2P_o l^3}{EI_x \pi^4} \sin^2 \frac{\pi}{2} \left[ 1 - \cos \sqrt{\frac{EI_x}{m_o}} \cdot \left( \frac{\pi}{l} \right)^2 t \right], \quad (5)$$

$$M = -\frac{2P_o l}{\pi^2} \sin^2 \frac{\pi}{2} \left[ 1 - \cos \sqrt{\frac{EI_x}{m_o}} \left( \frac{\pi}{l} \right)^2 t \right], \quad (6)$$

$$|\sigma_{max}| = \frac{12P_o l}{\pi^4 a^3} \sin^2 \frac{\pi}{2} \left[ 1 - \cos \sqrt{\frac{EI_x}{m_o}} \left( \frac{\pi}{l} \right)^2 t \right], \quad (7)$$

де  $a$  – відповідно ширина і висота поперечного перерізу стебла рослинної маси, м.

Рівняння (5), (6), (7) характеризують закон зміни переміщень осі стеблового матеріалу, згинального моменту і максимального згинального напруження в місці раптового прикладання постійної поперечної сили  $P_o$ , яку з певними припущеннями ми можемо вважати за силу різання  $P_{\partial x}$ .

На рис. 2, виходячи з рівняння (5), наведено графіки переміщення в часі точок поперечного перерізу стебла ріпаку в місці прикладення сили  $P_o$  та лінійний графік переміщення вершини леза  $S = vt$  з постійною швидкістю руху зубців дискового різального апарату активного подільника жатки для збирання насіння ріпаку прямим комбайнуванням посівів [8, 9], яка варіюється в межах  $12-15 \text{ м/с}$ .

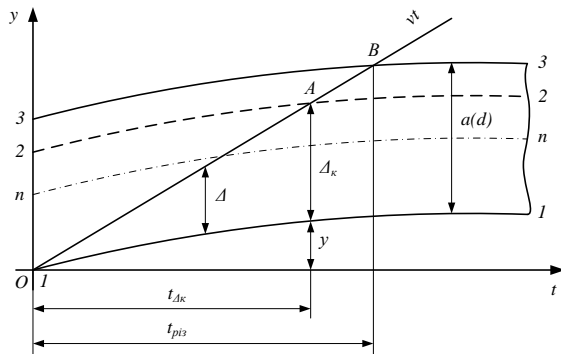


Рис. 2. Модель процесу руйнування стеблової маси рослин ріпаку в процесі різання з врахуванням згинальних напружень:  $1-1$  – найближчі волокна стеблової маси;  $n-n$  – нейтральна лінія поперечного перерізу стебла;  $2-2$  – початок згинального руйнування стебла;  $3-3$  – найвіддаленіші волокна стеблової маси;  $a(d)$  – діаметр стебла;  $\Delta$  – відстань, яку проходить лезо в рослинному матеріалі;  $\Delta_e$  – відстань, яку проходить лезо до початку зламу рослинного матеріалу (відповідає лінії  $2-2$ );  $A$  – момент початку зламу рослинного матеріалу;  $B$  – момент повного проходження лезом поперечного перерізу стеблової маси рослинного матеріалу;  $t_{\Delta_e}$  – час до початку зламу;  $t_{\Delta_z}$  – час, за який лезо повністю перетинає рослинний матеріал

Модель руйнування стеблової маси сільськогосподарських культур, зокрема рослин ріпаку, включає в себе статичний та динамічний процес різання з одночасними згинальними напруженнями. Статичний процес руйнування розглядається за умови, якщо згинальні напруження в незруйнованому рослинному матеріалі перевищують допустимі, а динамічний, в свою чергу, зводиться до

визначення, за який період часу відбудеться злам неперерізаного рослинного матеріалу.

При статичному процесі розглядаємо три випадки процесу згинання стебла ріпаку. При цьому вважаємо, що величина моменту сили  $M$  у всіх трьох випадках дорівнює

$$M = P_o \frac{l}{2}.$$

Розглянемо ситуацію за якої початкове максимальне напруження  $\sigma_{max}$  в процесі дії сили  $P_o$  не перевищує руйнівного напруження  $\sigma_p$  матеріалу

$$\sigma_{max} = \frac{M}{W_x} = \frac{6M}{a^3} < \sigma_p, \quad (8)$$

де  $a$  – сторона квадрата, що еквівалентна  $0,9d$  круглого перерізу, м.

Для подальших розрахунків введемо коефіцієнт  $n$  співвідношення руйнівного напруження  $\sigma_p$  та максимального початкового напруження для повного незруйнованого перерізу  $\sigma_{max}$ , який за своєю природою подібний до коефіцієнта запасу міцності (або недовантаження)

$$n = \frac{\sigma_p}{[\sigma_{max}]},$$

В першому випадку сила  $P_o = 0$ , а значить і відсутній вигин стебла ріпаку, тоді шлях перерізання стеблової маси  $\Delta$  (рис. 3) буде дорівнювати

$$\Delta = a.$$

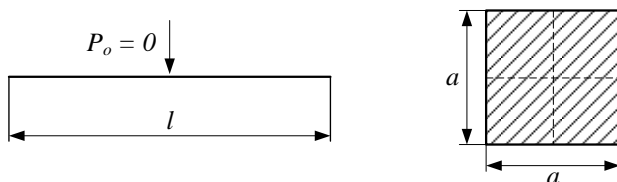


Рис. 3. Схема навантаження стебла ріпаку за відсутності процесу згинання

Наступна схема руйнування стебла ріпаку для випадку, за якого стебло попередньо вигинається проти руху леза (рис. 4).



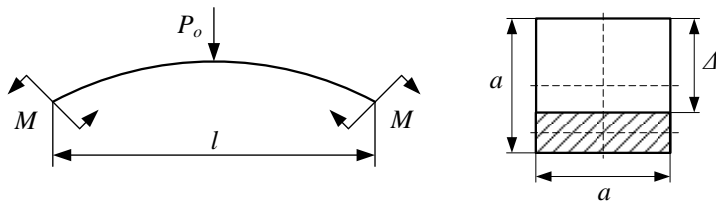


Рис. 4. Схема навантаження стебла ріпаку проти руху леза в матеріалі

Момент опору площі повного перерізу стебла ріпаку дорівнює

$$W_x = \frac{a^3}{6}.$$

При зануренні леза в стебло ріпаку на величину  $\Delta$  момент опору площі залишкового перерізу за формулою для квадратного перерізу буде рівним

$$W_{x_1} = \frac{a(a-\Delta)^2}{6},$$

де  $\Delta$  – глибина занурення леза в стебло ріпаку, м.

При цьому максимальне напруження в цьому перерізі дорівнює

$$\sigma_{max} = \frac{M}{W_{x_1}} = \frac{6M}{a(a-\Delta)^2}. \quad (9)$$

Руйнування стебла відбудеться у випадку, коли

$$\sigma_{max} = \sigma_p = n \cdot [\sigma_{max}],$$

де  $n$  – коефіцієнт співвідношення руйнівного напруження  $\sigma_p$  та максимального напруження  $\sigma_{max}$ .

З рівняння (9), що є рівнянням зміни згинального напруження від глибини занурення леза в стебло ріпаку  $\Delta$  (глибини різання),  $\sigma = \sigma(\Delta)$ .

При цьому шлях різання  $\Delta$  дорівнює

$$\Delta = a - \sqrt{\frac{6M}{a([\sigma_{max}] \cdot n)}}.$$

Враховуючи (8), глибина занурення леза  $\Delta$

$$\Delta = a \cdot \left( 1 - \frac{1}{\sqrt{n}} \right).$$

Таким чином, в даному випадку має місце просте зменшення площі поперечного перерізу стебла ріпаку. Пояснюється це тим, що в

зоні розрізу в наслідок деформації взаємодія між лезом та рослинним матеріалом відсутня.

Більш складнішим є випадок, за якого стебло вигинається під дією сили  $P_0$  за рухом леза (рис. 5).

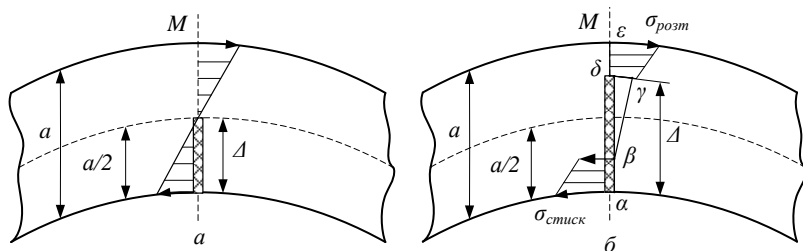


Рис. 5. Напруження, які виникають в стебловій масі ріпаку за рухом леза в матеріалі

При переміщенні леза в рослинному матеріалі в зоні стискальних напружень до нейтральної лінії профіль напружень залишається незмінним (рис. 5, а), виходячи з цього

$$\sigma_{max} = \frac{M}{W_x}$$

Якщо лезо проходить до зони розтягуючих напружень, зникає контакт леза з матеріалом (рис. 5, б).

З рис. 5, б видно, що  $(\alpha - \varepsilon)$  є лінією початкового перерізу, а  $(\alpha - \beta - \gamma - \delta)$  – ламаною лінією перерізаного рослинного матеріалу.

У відповідності з гіпотезою плоских перерізів відрізок  $(\beta - \gamma)$  є прямою лінією і по цій лінії напруження (як стискальні, так і розтягувальні) дорівнюють нулю.

В точці  $\gamma$  маємо розрив рослинного матеріалу, а в точках  $\beta$  та  $\delta$  – маємо коливання напружень.

Величину напружень в точках  $(\alpha, \beta, \delta, \varepsilon)$  розрахуємо як при згині складного перерізу, який складається з квадрата  $(a \times a)$  мінус  $(a \times h_0)$  (рис. 6).

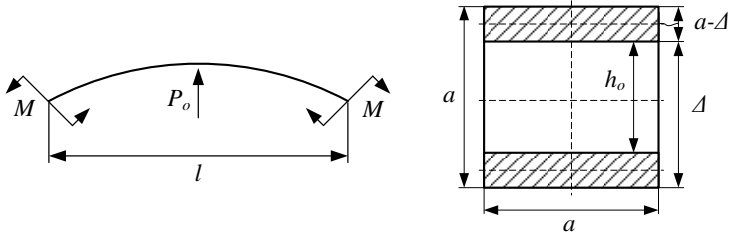


Рис. 6. Схема навантаження стебла ріпаку за рухом леза в матеріалі

За умови, якщо  $\Delta > \frac{a}{2}$ ,  $h_o$  буде дорівнювати

$$h_o = a - 2(a - \Delta) = 2\Delta - a.$$

Момент опору складного перерізу буде рівним

$$W_{x_2} = \frac{a^3}{6} - \frac{ah_o^2}{6} = \frac{a}{6}(a^2 - 4\Delta^2 + 4\Delta a - a^2) = \frac{4\Delta a}{6}(a - \Delta).$$

Після проведення всіх спрощень

$$W_{x_2} = \frac{2}{3}a^2(\Delta - a).$$

Закон зміни найбільших напружень у третьому випадку дорівнює

$$\sigma_{max} = \frac{\dot{l}}{W_{x_2}} = \frac{3M}{2a\Delta(a - \Delta)}. \quad (11)$$

Розрив рослинного матеріалу настане за умови

$$\sigma \geq \sigma_p = \sigma_{max} \cdot n = \frac{6Mn}{a^3}. \quad (12)$$

Знайдемо глибину занурення леза  $\Delta_k$  в рослинну масу ріпаку, порівнявши вирази (11) та (12)

$$\frac{6Mn}{a^3} = \frac{3M}{2a\Delta_k(a - \Delta_k)},$$

звідси маємо квадратне рівняння відносно  $\Delta_k$

$$\Delta_k^2 - \Delta_k a + \frac{a^2}{4n} = 0,$$

розв'язком якого є

$$\Delta_k = \frac{a}{2} + \sqrt{\frac{a^2}{4} - \frac{a^2}{4n}} = \frac{a}{2} \left( 1 + \sqrt{1 - \frac{1}{n}} \right). \quad (13)$$

Динамічний процес різання рослинних матеріалів з одночасними згинальними навантаженнями описується сумісним розглядом руху леза за законом

$$S_{\varepsilon} = vt \quad (14)$$

та рівнянням переміщення точки стеблової маси зображеної лінією 2–2 (початок зламу) за допомогою рівнянь (5) та (13)

$$y_{2-2} = y(t) + A_k.$$

Процес остаточного руйнування стеблової маси почнеться за умови, якщо шлях переміщення леза буде дорівнювати шляху переміщення розрахункової точки 2–2,  $S_{\varepsilon} = y_{2-2}$ , тоді з врахуванням (5), (13), (14) отримаємо

$$vt = \frac{2P_o l^3}{EI_x \pi^4} \sin^2 \frac{\pi}{2} \left[ 1 - \cos \sqrt{\frac{EI_x}{m_o}} \cdot \left( \frac{\pi}{l} \right)^2 t \right] + \frac{a}{2} \left( 1 + \sqrt{1 - \frac{l}{n}} \right). \quad (15)$$

Тривалість процесу перерізання лезом рослинного матеріалу може бути знайдена з трансцендентного рівняння (15). У зв'язку з неможливістю розв'язання рівняння (15) відомими аналітичними методами, вирішенням можуть бути чисельні методи послідовних наближень, або альтернативна графічна побудова. При цьому час процесу перерізання буде меншим за час, розрахований для перетину лезом повної площі поперечного перерізу рослинного матеріалу, і слід зазначити, що дане зменшення часу буде зростати зі збільшенням твердості матеріалу.

**Висновки.** Запропонована модель різання стебел сільськогосподарських культур характеризується наступними особливостями:

1. Представлення процесу різання двома стадіями:

а) проникнення леза в стебло внаслідок руйнування матеріалу під дією контактних напружень на кромці леза;

б) злам стебла від зростаючих згинальних напружень в залишковій незруйнованій частині перерізу.

2. Коливальний рух стебла описується диференціальним рівнянням з врахуванням маси стебла, розподіленої по всій довжині, на відміну від раніше застосовуваного приведення маси до місця удару.

Така модель враховує вплив механіко–технологічних властивостей рослинних матеріалів на механізм руйнування стебел і дає можливість визначити оптимальні швидкості ріжучих елементів, що і було використано при розробці конструкції активного подільника жатки для збирання насіння ріпаку прямим комбайнуванням посівів.

Література

1. Горячкин В.П. Собрание сочинений / Под ред. Н.Д. Лучинского. – 2-е изд. – М.: Колос, 1968. – Т.3. – 384 с.
2. Гутьяр Е.М. К теории резания стеблей // Сельхозмашины. – 1931. – № 7. – С. 12 – 13.
3. Босой Е.С. Режущие аппараты уборочных машин. Теория и расчет. – М.: Машиностроение, 1967. – 167 с.
4. Желиговский В.А. Экспериментальная теория резания лезвием: Труды Московского института механизации и электрификации сельского хозяйства. – 1941. – Вып.9. – 27 с.
5. Резник Н.Е. Теория резания лезвием и основы расчета режущих аппаратов. – М.: Машиностроение, 1975. – 311 с.
6. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. – Харків: Око, 2003. – Том 2. – Ч. 1. Машини для заготівлі кормів. – 360 с.
7. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. Изд 3-е, доп. и переработ. – Л.: Машиностроение, 1976. – 320 с.
8. Патент України на корисну модель № 38490, кл. А01D 57/00. Активний подільник жатки / М.К. Лінник, М.Я. Довжик, В.Ф. Сіренко, А.І. Жабко; Заявл. 05.08.2008; Опубл. 12.01.2009, Бюл. № 1. – 6 с.
9. Патент України на корисну модель № 48808, кл. А01D 57/00. Активний подільник жатки / М.К. Лінник, М.Я. Довжик, В.Ф. Сіренко, А.І. Жабко; Заявл. 02.06.2009; Опубл. 12.04.2010, Бюл. № 7. – 6 с.

*Рецензент д.т.н., проф. В.Б. Тарельник*

УДК 677.027.

О.А. Соболев, к.т.н., К.М. Клевцов, к.т.н., Л.О. Соболева  
Херсонський національний технічний університет

### **ОДЕРЖАННЯ НОВИХ ВИДІВ ПРОДУКЦІЇ З ВІДХОДІВ ВИРОБНИЦТВА ЛУБ'ЯНИХ КУЛЬТУР**

*В роботі наведені фізико–механічні характеристики лляної сировини, досліджені можливі напрямки і сфери використання нових видів готової продукції.*

#### **ПРОДУКЦІЯ, ВИРОБНИЦТВО, ЛУБ'ЯНІ КУЛЬТУРИ, ВИДИ.**

**Постановка проблеми.** Основною проблемою раціонального використання виробничого потенціалу на сучасному етапі є

застосування вторинних ресурсів. Тому залучення в господарський оборот відходів виробництва стає одним з головних завдань інтенсивного господарювання.

Раніше всю кострицю на льонозаводах без залишку спалювали на невеликих теплових електростанціях. Потім з підключенням льоно– та коноплезаводів до державних електромереж, потреба в костриці як паливі значно зменшилася і виникла необхідність у пошуку нових шляхів її утилізації. Кострицю почали використовувати для виробництва костроплит і брикетів, але з огляду на багатий хімічний склад костриці доцільніше використовувати її як сировину для лісохімічної, целюлозно–паперової та фармацевтичної промисловості [1].

**Аналіз останніх досліджень.** Україна має в своєму розпорядженні значні ресурси целюлозовмісних матеріалів у вигляді відходів, що утворюються при переробці рослинних видів сировини. Помітне виснаження запасів деревини при одночасному загостренні екологічної обстановки викликає необхідність раціонального використання відходів виробництва рослинного походження в повному обсязі.

Перехід до маловідходних і безвідходних виробництв потребує комплексу заходів, які включають розробку та впровадження принципово нових і удосконалювання діючих технологічних процесів з метою істотного скорочення кількості виробничих відходів [2].

**Мета дослідження.** На даний час перед галуззю стоїть реальне завдання створити цілком безвідходне екологічно чисте виробництво, що дозволить залучити додаткові сировинні ресурси з отриманням на їх основі нових видів продукції.

**Результати роботи.** Костриця – це доволі складний комплекс полімерних органічних речовин. Вміст основних компонентів коливається в досить широких межах залежно від умов вирощування й термінів збирання. У результаті хімічних аналізів встановлено, що в костриці містяться такі компоненти: целюлоза, лігнін, водорозчинні речовини, зола, пектинові речовини.

Хімічний склад костриці льону, визначений у результаті лабораторних досліджень, подано на рис. 1. До основних елементів, що входять до складу золи, варто віднести насамперед кальцій, магній, калій, сірку, фосфор, кремній, залізо, натрій і хлор; кількісний вміст цих елементів визначався звичайними методами аналітичної хімії [3].

Додатково в табл. 1 наведено відсотковий вміст нецелюлозних компонентів у деревній частині лляного стебла.

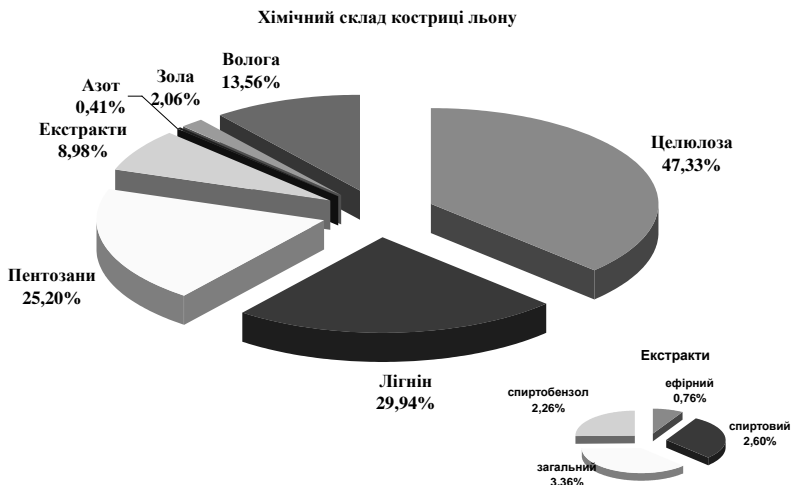


Рис. 1. Хімічний склад костриці льону

Таблиця 1. Вміст нецелюлозних компонентів у деревній частині лляного стебла

Нецелюлозні компоненти	Вміст, %
Зольність	2,08
Речовини, що екстрагуються ефіром	1,10
спиртобензолом	2,80
гарячою водою	7,40
холодною водою	5,90
Лігнін, у тому числі:	
кислотонерозчинний	20,60
кислоторозчинний	3,20
Пектинові речовини, у тому числі:	2,40
поліуронові кислоти	54,20
гексозани	31,50
пентозани	14,30

Становлять інтерес результати аналізу компонентів лляного стебла на різних стадіях обробки. Дані, отримані під час досліджень, надано в табл. 2.

Таблиця 2. Хімічний склад лляної сировини на різних стадіях обробки

Стадія обробки	Хімічний склад, у % до абсолютно сухої речовини									
	воскоподібні речовини	целюлоза	лігнін	водна витяжка (втраата ваги)	пектинові речовини	окислованність водної витяжки	лужна витяжка	окислованність лужної витяжки	загальна втраата при водній і лужній витяжці	
Солома	1.25	54.50	19.24	8.19	5.06	5.22	13.73	9.85	21.92	
Луб зелений	3.30	63.44	2.33	13.1	7.05	13.16	15.22	19.77	28.32	
Костриця	0.13	48.82	29.9	4.02	0.91	3.12	16.03	10.18	20.05	
Треста № 2,5	1.26	55.53	20.1	7.6	2.05	3.23	14.6	7.03	22.00	
Льон тіпаний	3.19	73.45	4.26	5.04	1.46	4.92	13.6	9.37	18.04	

У розвинених зарубіжних країнах, де обробляється льон і коноплі, відходи їх переробки як паливо не використовуються, вважається рентабельнішим переробляти кострицю у виробі промислового і побутового призначення.

Наприклад, в Аргентині на основі конопляної костриці виробляється високоякісний папір, зокрема гербовий і картон. В Угорщині подрібнена костриця застосовується як наповнювач при виготовленні виробів з пластмас, деталей, меблів, фурнітури, декоративної плитки та ін. У Бельгії і Франції з костриці на основі фенолформальдегідних смол пресують деталі для заміни ділової деревини при виробництві предметів широкого споживання, оформленні інтер'єрів громадських і житлових будівель. У Німеччині вивчається можливість отримання з подрібненої деревини рідкого палива – замітника нафтопродуктів [4].

Враховуючи багатий хімічний склад, а також дешевизну і доступність костриці, доцільно було б використовувати її як сировину для лісохімічної і целюлозапаперової промисловості. Це дозволить суттєво скоротити обсяги переробки цільної деревини. При цьому перелік товарної продукції отриманої при термолізній чи гідролізній переробці костриці може нараховувати декілька десятків найменувань. Головними продуктами є деревне вугілля, целюлоза для текстильної і паперової промисловості, харчова оцтова кислота, смола і різні смолопродукти.



Проведені фізико-хімічні аналізи свідчать, що костриця містить цілий комплекс цінних хімічних речовин, близький за складом до деревини хвойних і листяних порід дерев. Тому доцільно використовувати відходи льоно- та коноплезаводів для розробки ресурсозберігаючих технологій гідролізу й піролізу костриці та виробництва на їхній основі паперу, картону, деревного вугілля й вугільних сорбентів, целюлози для виробництва ацетатів, КМЦ і порошкової целюлози, моносахаридів для виробництва кормових дріжджів і спирту, лігніну для одержання пластмас, ваніліну, речовин з фунгіцидними властивостями тощо.

Структурна схема комплексного використання вторинних ресурсів механічної переробки луб'яних культур представлена на рис. 2.

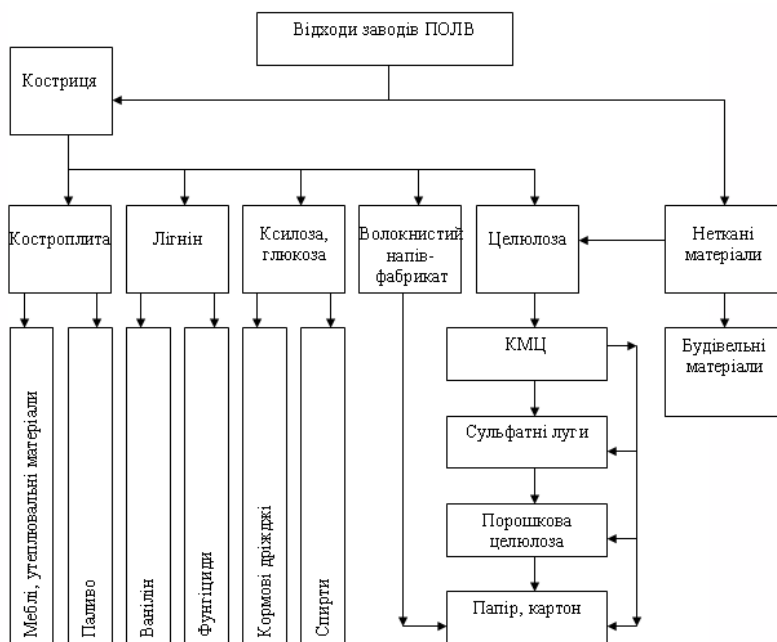


Рис. 2. Структурна схема переробки вторинної сировини

**Висновки.** В Херсонському національному технічному університеті протягом 20 років проводяться систематичні наукові дослідження з нового комплексного використання костриці льону та

конопель для заміни в технологічних процесах гостродефіцитної для України деревини, та використання низькосортного льоноволокна для виготовлення антисептичних перев'язочних матеріалів в лікуванні опіків – лляні бинти та марля.

Нова вищеперерахована продукція має велику перевагу перед існуючими вітчизняними та закордонними аналогами. Так целюлоза, одержана із деревини, має нижчі якісні показники за всіма фізико–механічними характеристиками, ніж целюлоза одержана із волокна льону та конопель. Тільки за одним показником міцності, целюлоза із льону має в шість разів вищий показник, чим целюлоза із берези. Теплотворна здатність костробрикетів дорівнює до теплотворної здатності бурого вугілля, але собівартість 1 тонни костробрикетів в 10 разів нижча, ніж бурого вугілля. Бинти і перев'язочні матеріали, виготовлені із бавовни, не мають таких антисептичних властивостей, які притаманні цим матеріалам, виготовленим із льону та конопель.

#### Література

1. Основи фундаментальних досліджень комплексної переробки лубяних культур. Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів / Чурсіна Л.А., Клевцов К.М., Калінський Є.О.– Херсон: ВКФ „Стар” ЛТД, 2009. –172с.
2. Чувин А.И. Об использовании специфических свойств льна при его переработке // Актуальные переработки льна в современных условиях: Материалы Международной научно–технической конференции (7–8 октября 2004 г.). – Кострома: КГТУ, 2004. – 7 с.
3. Соболев М.А. Химия льна и лубоволокнистых материалов. – М.: Гизлеспром, 1963. – 120 с.
4. Фоменко Н.В., Струков А.В. Индустриальная технология производства льносырья. – Л.: Агропромиздат, 1987. – 101 с.

*Рецензент д.т.н., проф. М.І. Валько*

УДК 674.093

© Л. Соломінцева, Р. Момотюк  
Центр “Волиньагропромпродуктивність”

## **КЛАСИФІКАЦІЯ ПРОЦЕСІВ РЕМОНТУ І ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ЛІСОПИЛЬНОГО ТА ДЕРЕВООБРОБНОГО УСТАТКУВАННЯ**

*У статті викладено підходи до класифікації і кодування трудових процесів ремонту і технічного обслуговування лісопильного та деревообробного устаткування.*

### **КЛАСИФІКАЦІЯ, ТРУДОВИЙ ПРОЦЕС, ВИРОБНИЧЕ ОБЛАДНАННЯ, РЕМОНТ, ТЕХНІЧНЕ ОБСЛУГОВУВАННЯ.**

**Постановка проблеми.** Проблема управління інформацією є однією з найважливіших в плануванні, організації, управлінні виробництвом. Для успішного вирішення цієї проблеми необхідна класифікація інформації, на основі якої конкретний її споживач міг би отримати потрібну інформацію для прийняття необхідного рішення.

Класифікації інформаційних систем на рівні трудових процесів і їх елементів трудових операцій в агропромисловій будіндустрії – нині не існує. Це не тільки ускладнює управління потоками інформації, а й стримує розвиток та вирішення завдань системного аналізу, моделювання, оптимізації структур, процесів, систем у цілому. Без класифікації не може бути реалізований один з основних елементів інформаційного забезпечення – інформаційно-пошукова мова системи [1].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Проблемам управління інвестиційними проектами й функціонування будівельних підприємств із використанням інформаційних технологій присвятили свої праці такі вчені, як В.В. Костюченко, О.Н. Охоба, Л.О. Бакаєв, Т.В. Майорова [7].

У нашій країні роботи з класифікації і кодування техніко-економічної інформації розпочалися відповідно до постанови Кабінету Міністрів України “Про концепцію побудови національної статистики та Державну програму переходу на міжнародну систему обліку і статистики” від 4 травня 1993 року № 326.

Нині з метою створення єдиного інформаційного простору в будівельному комплексі члени Академії будівництва України розробляють єдину систему класифікації й кодування техніко-економічної й соціальної інформації. Членами Академії були

розроблені, зокрема, такі державні будівельні класифікатори, як “Класифікація видів економічної діяльності” ДК 009–96 (розділ 45 “Будівництво”), “Державний класифікатор продукції й послуг”(ДКПП) ДК 016–97 (розділ 45 “Будівельно–монтажні роботи й будівельна продукція”), а також “Державний класифікатор будинків і споруджень” ДК 018–2000 [7].

**Мета досліджень** – проаналізувати сучасний стан розвитку системи класифікації й кодування техніко–економічної інформації у будіндустрії для розроблення підходів до класифікації і кодування трудових процесів в агропромисловій будіндустрії.

**Результати досліджень.** Класифікація – це процес упорядкування, систематизації множини об’єктів, понять, явищ тощо.

Складовими КВЕД і ДКПП є класифікація відповідно економічної діяльності та продукції і послуг у сільському господарстві, харчовій промисловості та переробленні сільськогосподарських продуктів, будівництві та будіндустрії, ремонті машин та устаткування, тобто класифікація “результату діяльності чи процесів”.

Дані стандарти становлять основу для розроблення класифікаторів трудових процесів в агропромисловій будіндустрії. Методика розроблення класифікатора включає чотири блоки [1]:

- опис вихідної множини об’єктів класифікації, кількісна характеристика цих об’єктів;
- вибір методів класифікації і кодування; визначення абетки, основи, структури коду;
- основні ознаки класифікації, принципи їх виділення;
- лінгвістичне оброблення назв об’єктів.

Методика формує основні принципи та засади класифікації і кодування трудових процесів, розміри класифікатора.

Система кодування визначається державним стандартом як “сукупність методів та правил кодування класифікаційних угруповань і об’єктів класифікації заданої множини”, а термін “кодування” – як утворення і присвоєння коду класифікаційному угрупованню та об’єкту класифікації” [1].

Слід погодитися з автором [1], що система кодування трудових процесів і трудових операцій має забезпечити:

- однозначне визначення об’єкта в межах заданої множини об’єктів класифікації (ідентифікувати об’єкт);
- виважену довжину кодового позначення;
- достатній резерв незайнятих кодових позначень для подальшого кодування нових процесів із збереженням структури класифікатора;

- машинну обробку інформації;
- можливість гармонізації розроблюваного класифікатора з однорідними класифікаціями.

При розробленні галузевих класифікаторів, використовуючи на практиці КВЕД і ДКПП, виникають труднощі, пов'язані з відсутністю в них повного обсягу вихідних даних, а також розбіжностями в кодових позиціях у КВЕД і ДКПП на окремі види виробів і послуг. Так, для процесів ремонту, технічного обслуговування та монтажу верстатів згідно з КВЕД призначено код 29.43.2 [2, с. 81], тоді як згідно з ДКПП послуги з монтажу, технічного обслуговування і ремонту верстатів мають код 29.40.9 [3, с. 152].

Як видно, код і назва на одні й ті ж процеси не збігаються. Тому відсутність узгодженості позицій в класифікаторах унеможливує правильне встановлення кодів трудових операцій і побудову досконалого класифікатора. Інша проблема, яка виникає при роботі з національним класифікатором ДК 009:2005 і державним класифікатором ДК 016–97, є повна відсутність кодової інформації на окремі види робіт. Серед них виготовлення деталей, складання вузлів і механізмів, зварювальні роботи та ін.

Враховуючи вищезазначене нами пропонується методичний підхід до побудови класифікації трудових процесів на прикладі ремонту і технічного обслуговування лісопильного і деревообробного устаткування.

Один з найважливіших етапів робіт з проведення класифікації становить вибір системи класифікації та кодування вихідної множини об'єктів, визначення структури коду.

Для класифікації ремонту і технічного обслуговування лісопильного і деревообробного устаткування використовують послідовний метод кодування. За цим методом код угруповання і об'єкта класифікації утворюється з використанням кодів послідовно розташованих підпорядкованих угруповань, отриманих у результаті класифікації.

Для виділення складової галузі будіндустрії АПК — ремонт, технічне обслуговування та монтаж верстатів як виду економічної діяльності в розроблюваний класифікатор введено і позначено цифровими кодами згідно з деталізацією ДК 009:2005 [2]:

“секція → підсекція → розділ → група → клас → підклас”.

Наприклад:

D – секція – переробна промисловість;

DK – підсекція – виробництво машин та устаткування;

29 – розділ – виробництво машин та устаткування;

29.4 – група – виробництво верстатів;

29.43 – клас – виробництво інших верстатів;

29.43.2 – підклас – ремонт, технічне обслуговування та монтаж верстатів для оброблення металу, дерева та інших матеріалів.

На рисунку наведено структурну схему побудови класифікаційного групування продукції і послуг, яка слугує основою розроблення класифікатора трудових процесів ремонту і технічного обслуговування лісопилного та деревообробного устаткування.

XXX XX XX XX

XXXX



Рис. Загальне кодове позначення процесів ремонту і технічного обслуговування лісопилного та деревообробного устаткування

На першому етапі класифікації трудових процесів (див. рисунок) класифікаційні угруповання формуються за ознакою “вид економічної діяльності” з присвоєнням коду згідно з КВЕД. Галузь виробництва визначається ознаками класифікації, які знаходяться на перших п’яти ступенях класифікації КВЕД.

На другому етапі класифікації угруповання формуються за ознаками “види продукції та послуг” та “вид трудового процесу” з наведенням повного опису трудового процесу по операціях (шостий ступінь класифікації з подальшою деталізацією на наступних ступенях).

Наприклад структура коду 29.43.211.101001 сформована з дотриманням такої послідовності:

I етап

29.43 – присвоєний згідно із загальним кодовим позначенням – клас ДК 009:2005 виду економічної діяльності „Виробництво інших верстатів”;

29.43.2 – присвоєний згідно із загальним кодовим позначенням – підклас ДК 009:2005 виду економічної діяльності „Ремонт, технічне обслуговування та монтаж верстатів”;

II етап

29.43.211 – присвоєний згідно із загальним кодовим позначенням – вид ремонту і технічного обслуговування лісопильного і деревообробного устаткування „Ремонт механічної частини лісопильного і деревообробного устаткування”;

29.43.211.10 – присвоєний згідно із загальним кодовим позначенням – види трудового процесу за методом виконання „Виготовлення деталей”;

29.43.211.1010 – присвоєний згідно із загальним кодовим позначенням – вид трудової операції „Токарна обробка і доведення деталей”;

29.43.211.101001 – присвоєний згідно із загальним кодовим позначенням – види трудових операцій за методом виконання „Універсальні токарні верстати”.

При побудові систем класифікації трудових процесів винятково важливе значення має вибір системи ознак, за якими здійснюється поділ об’єктів класифікації, та їх послідовності.

1. Класифікація трудових процесів здійснюється за ознаками, визначальними для вирішення завдань, заради яких створюється система класифікації.

2. В основу системи класифікації трудових процесів мають бути покладені найбільш суттєві ознаки, відповідні характеру, обсягу та важливості завдань, які вирішуються за допомогою даного класифікатора.

3. Для обґрунтування і вибору ознак класифікації проводять комплексні дослідження технологічних і трудових процесів, встановлюють види трудових процесів за методами виконання,

технологічні характеристики операцій, способи реалізації операцій та інші ознаки стосовно кожного конкретного процесу або групи процесів, що класифікуються. В агропромисловому будівництві і будіндустрії – це процеси виконання будівельних, монтажних, земляних робіт, виробництво цегли, столярних і залізобетонних виробів, ремонт устаткування, виготовлення деталей, вузлів, монтаж технологічних трубопроводів тощо.

Нижче наведено основні терміни та визначення, які використано у контексті класифікації процесів ремонту і технічного обслуговування лісопилного і деревообробного устаткування.

*Класифікатор* [5] – документ, в якому відповідно до прийнятих ознак класифікації та методів кодування, об'єкти класифікації розподілено на угруповання і цим угрупованням надано коди.

*Трудовий процес* [1]– процес впливу живої праці на предмет праці за допомогою спеціальних технічних і технологічних засобів виробництва.

*Виробниче устаткування* [2] – це машини та обладнання, які підлягають установленню та призначені для виробництва продукції.

*Система технічного обслуговування і ремонту* – сукупність взаємопов'язаних положень, норм, документації та виконавців, що визначають організацію та виконання технічного обслуговування й ремонту, для підтримання і відновлення якості устаткування, яке входить до цієї системи.

*Ремонт* – комплекс операцій з відновлення справності та роботоздатності виробу або його складових.

*Технічне обслуговування* – операція або комплекс операцій з підтримання роботоздатності чи справності устаткування при використанні за призначенням, зберіганні та транспортуванні.

Терміни міжгалузевого призначення, які стосуються системи технічного обслуговування і ремонту устаткування, установлені відповідно до ДЕСТ 18322–78 “Система технічного обслуговування і ремонту техніки”.

**Висновки.** Аналізуючи сучасний стан розвитку системи класифікації і кодування в будівництві і в будіндустрії, можна сказати, що розроблення основних підходів до класифікації і кодування трудових процесів в агропромисловому будівництві і будіндустрії та їх впровадження є передумовою для розвитку та вирішення завдань системного аналізу, моделювання, оптимізації структур, процесів, систем у цілому. Запропонований нами методичний підхід – це інструмент, який сприятиме створенню інформаційних систем для



автоматичного розроблення системи економічних норм і нормативів, стандартизації операцій, переходу на безтекстову нормативно-технічну й технологічну документацію та оброблення інформації на ПЕОМ.

#### Література

1. Вітвіцький В. В. Основи формування нормативних систем в агропромисловому виробництві України. – К.: НДІ “Укראгропромпродуктивність”, 2006. – С. 89–105.
2. ДК 009:2005. Класифікація видів економічної діяльності. – К.: Держспоживстандарт України, 2006. – 192 с.
3. ДК 016–97. Державний класифікатор продукції та послуг: в 4–х т. –Т.1. – К.: Держстандарт України, 1998. – 176 с.
4. ДСТУ ISO 9000–2001. Система управління якістю. Основні положення та словник. – К.: Держстандарт України, 2001. – 27 с.
5. ДСТУ 1.10:2005. Правила розроблення, побудови, викладення, оформлення, ведення національних класифікаторів. – К.: Держспоживстандарт України, 2006. – С. 2.
6. ДЕСТ 18322–78 Система технічного обслуговування і ремонту техніки
7. Савельєва Т. М., Чаргазія Т. З. Інформаційне забезпечення стратегії розвитку будівельних підприємств // Будівництво України. – 2006. – С. 110–116.

*Рецензент д.т.н., проф. О.О. Налобіна*

УДК 631.52:633.88

© О.М. Сукач

Львівський національний аграрний університет

### **ФРИКЦІЙНІ ВЛАСТИВОСТІ НАСІННЯ РОЗТОРОПШІ ПЛЯМИСТОЇ**

*Досліджено фрикційні властивості насіння розторопші плямистої, визначено коефіцієнт тертя насіння по різних типах поверхонь і кут природного укосу.*

**НАСІННЯ, РОЗТОРОПША ПЛЯМИСТА, ФРИКЦІЙНІ ВЛАСТИВОСТІ, КУТ ТЕРТЯ, КОЕФІЦІЄНТ ТЕРТЯ.**

**Постановка питання.** Формування здорового раціону диктує необхідність створення нових продуктів з високою біологічною і

фізіологічною цінністю. З цією метою використовують олійну сировину рослин нетрадиційних видів, завдяки збалансованому комплексу жирних кислот, активних ліпідів, білків, а також мінеральних елементів.

Для збільшення виходу олії з насіння необхідне попереднє відділення оболонки від ядра, яке сприяє підвищенню олійності сировини, що переробляється: вона звільняється від зайвих компонентів, тим самим збільшується відносний вміст олії. Одночасно підвищується продуктивність технологічного устаткування, тому що робочий цикл машин й апаратів не завантажується баластовим низько олійним матеріалом – оболонкою. Підвищується якість олії, в яку не потрапляють ліпіди лузги або лушпиння, багаті воском і воскоподібними речовинами. Присутність їх у олії погіршує її товарний вид в результаті появи тонкої суспензії або сітки, дрібних кристалів воску, видалити які вдається тільки тривалою термічною обробкою олії.

Доцільність відділення насінних оболонки від ядра викликана також і тим, що тканини оболонки внаслідок їх великої пористості при зіткненні з олією здатні інтенсивно поглинати її, у результаті чого збільшуються втрати олії при виробництві. Нарешті, відділення оболонки бажано проводити для спрощення таких технологічних операцій як здрібнювання й пресування, тому що механічна міцність оболонки порівняно з ядром досить висока й присутність лузги викликає не тільки інтенсивне спрацювання робочих органів машин, але й знижує ефективність їх роботи.

Відділення оболонки від ядра здійснюють у два етапи: спочатку руйнують покривні оболонки насіння (операція обрушення), потім розділяють отриману суміш на ядро і лузгу (операція відвіювання).

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** В Україні активне вирощування розторопші плямистої розпочалося відносно недавно, тому існує необхідність впровадження нових технологій її переробки, включаючи якісне лущення і подрібнення.

Аналіз останніх публікацій показав необхідність дослідження фрикційних властивостей насіння розторопші плямистої, а саме кутів й коефіцієнтів тертя, від яких залежить ефективність переробки насіння.

**Мета дослідження.** Фрикційні властивості насіння розторопші плямистої регламентують конструктивні параметри машин, а також впливають на енергозатратність і трудомісткість процесу подрібнення. Тому першочергове завдання полягає у визначенні кутів й

коефіцієнтів тертя по різних типах поверхонь (сталь листовая, сталь після чистої обробки, шліфувана сталь, дюралюміній).

**Результати дослідження.** Найбільш простим і доступним пристроєм для визначення кута зовнішнього тертя є прилад конструкції В.О. Желіговського (рис.1) [1].

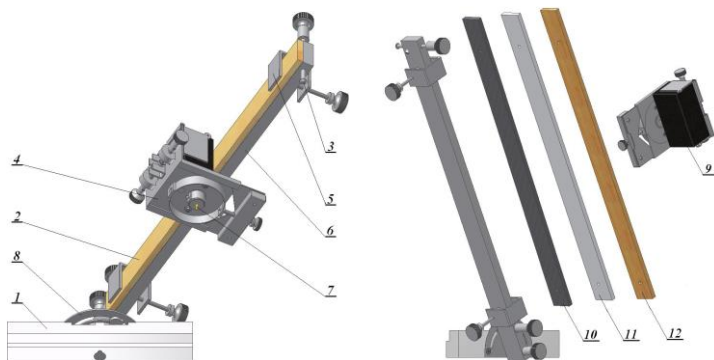


Рис.1. Загальний вигляд приладу В.О. Желіговського для визначення коефіцієнта тертя ковзання: 1– напрямна колодка; 2, 10, 11, 12– змінні лінійки досліджуваних поверхонь; 3–повзунок; 4–каретка; 5–струбцина; 6–основна лінійка; 7–самописець; 8– напрямна; 9–брусок з наклеєним насінням розторопші

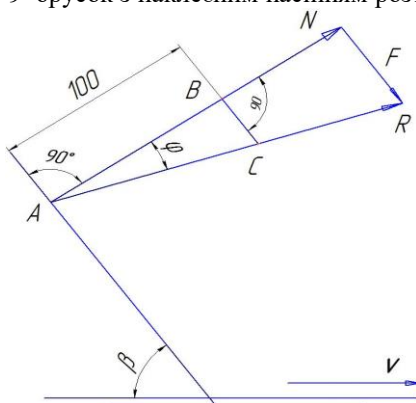


Рис. 2. Схема побудови силового трикутника з використанням приладу В.О. Желіговського

Досліди проводились наступним чином. Одна із змінних лінійок досліджуваної поверхні кріпилась на основній лінійці 6, а

брусок з наклеєним насінням встановлювався у тримачі каретки 4. Рівномірним рухом колодки 1 вздовж торця дошки приводилась в рух каретка 4 із самописцем 7, який викреслював лінію рівнодійної  $R$  (рис. 2) нормальної реакції  $N$  й сили тертя  $F$ . Після цього лінійка 6 поверталась назад до початку відрізка рівнодійної сили  $R$  і будувався трикутник  $ABC$ , подібний до трикутника сил  $N, F, R$ .

Коефіцієнт і кут тертя визначались із співвідношень:

$$f = BC/100 = \operatorname{tg}\varphi, \quad (1)$$

$$\varphi = \operatorname{arctg} f. \quad (2)$$

Вимірювання проводились у десятиразовій послідовності для всіх типів досліджуваних поверхонь, а результати наведені у табл.1.

Таблиця 1. Результати досліджень кута і коефіцієнта зовнішнього тертя насіння розторопші плямистої

Тип поверхні	Коефіцієнт тертя		Кут тертя	
	Середнє значення $f$	Середньо–квadraticне відхилення $\sigma_f$	Середнє значення $\varphi, ^\circ$	Середньо –квadraticне відхилення $\sigma_\varphi$
Сталь листова	0,2892	0,0076	16,3	0,44
Сталь після чистової обробки $Rz\ 30$	0,2201	0,0071	12,5	0,39
Сталь шліфувана $Rz\ 0,16$	0,2058	0,0098	12,2	0,53
Дюраль–алюміній	0,2283	0,0025	12,9	0,41

Згідно результатів досліджень найбільше значення коефіцієнта тертя 0,2892 відповідає умовам взаємодії насіння розторопші із листовою сталлю, а найменше значення 0,2058 із шліфованою сталлю. При взаємодії насіння з чистообробленою сталлюю поверхнею ( $Rz\ 30$ ) та дюралюмінієм коефіцієнт тертя відповідно становить 0,2201 й 0,2058.

Кут внутрішнього тертя визначається як кут природного укосу, утворений вільною поверхнею сипкого матеріалу з горизонтальною площиною.

Дослідження кута внутрішнього тертя проводились з використанням розробленого на основі рейсмуса приладу (рис.3), який дозволяє змоделювати вільне насипання досліджуваного матеріалу з утворенням природного конуса. Для цього прилад встановлювався на горизонтальну поверхню, центрувалась мірна тарілка 4 відносно лійки 5 та насипалось насіння до моменту його пересипання через край тарілки 4. Рухома рамка 3 підводилась до до вершини конуса і фіксувалась, а потім за вимірювальною шкалою відраховувалась висота конуса  $H$ .

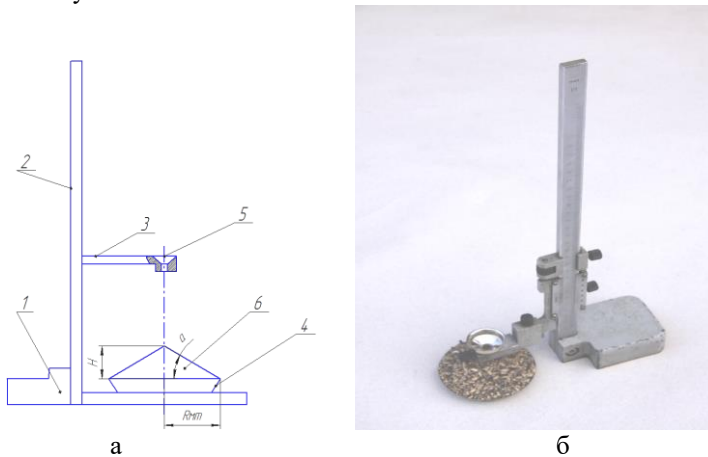


Рис.3. Прилад для вимірювання кута природного укосу: а – схема; б – загальний вигляд; 1–основа; 2–штанга з вимірювальною шкалою; 3–рухома рамка; 4–мірна тарілка; 5–лійка; 6–досліджуваний матеріал

Коефіцієнт внутрішнього тертя насіння  $f_{\theta}$  та кута природного укосу  $\alpha_{\theta}$  становлять:

$$f_{\theta} = \operatorname{tg} \alpha_{\theta} = H/R_{\text{мт}}, \quad (3)$$

$$\alpha_{\theta} = \operatorname{arctg} f_{\theta}, \quad (4)$$

де  $R_{\text{мт}}$  – радіус мірної тарілки;  $H$  – висота конуса насіння.

Як свідчать дослідження (табл. 2), середнє значення коефіцієнта внутрішнього тертя насіння становить 0,6594, а кута тертя – 33,5°.

Таблиця 2. Результати досліджень коефіцієнта і кута внутрішнього тертя насіння розторопші плямистої

Матеріал	Коеф. внутрішнього тертя		Кут внутрішнього тертя	
	Середнє значення $f_s$	Середньо-квдратичне відхилення $\sigma_{f_s}$	Середнє значення $\alpha_s, ^\circ$	Середньо-квдратичне відхилення $\sigma_{\alpha_s} ^\circ$
Насіння розторопші	0,6594	0,016	33,5	0,67

**Висновок.** Отримані значення показників фрикційних властивостей насіння розторопші плямистої дозволять обґрунтувати параметри процесів і робочих органів для переробки насіння.

#### Література

1. Сільськогосподарські машини: Практикум з розрахунку і досліджень робочих процесів/ В.Я. Рибарук, І.І. Ріпка. – Львів: ЛДАУ. 1998. – 264с.
2. Дринча В. М. Исследование сепарации семян и разработка машинных технологий их подготовки / В. М. Дринча – Воронеж: Издательство НПО «МОДЕК», 2006. – 384 с.
3. Ефимов С. Л., Машков Б. П., Дьяченко В. М. Справочник по заготовкам, хранению и качеству зерна маслосемян. - М.:Колос, 1977. 178 с.
4. Пешук Л. В., Носенко Т. Т. Біохімія та технологія олієжирової сировини: Навч. посіб. – К. : Центр учбової літератури, 2011. – 296 с.
5. Царенко О. М. Механіко–технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів. / О. М. Царенко, Д. Г. Войтюк, В.М. Швайко та ін. – К.: Мета, 2003. – 448 с.

*Рецензент д.т.н, проф. В.М. Гайдучок*

УДК 664.72:631.362

© І.В. Тараймович, к.т.н., М.Ю. Місірук  
Луцький національний технічний університет

## **ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЦЕСУ СЕПАРАЦІЇ ЗЕРНА**

*У статті наведений аналіз напрямів підвищення ефективності процесу сепарації зерна, в результаті якого запропоновано застосування нової конструкції решітного конвеєра з поперечними коливаннями робочої поверхні. Обґрунтовано принцип руху частинки відносно отвору запропонованого решітного конвеєра та розроблено розрахункову схему і математичну модель руху частинки.*

### **СЕПАРАЦІЯ, РЕШІТНИЙ КОНВЕЄР, ЕФЕКТИВНІСТЬ.**

**Постановка проблеми.** Через низьку ефективність роботи решітних машин зерновий та насіннєвий матеріал проходить неоднократне очищення, що призводить до збільшення матеріальних і трудових витрат, травмування насіння, втрат врожаю на току до 12% [1].

У нових машинах збільшення продуктивності досягається в основному не за рахунок інтенсифікації процесу сепарації або застосування нових робочих органів і технологічних режимів, а за рахунок збільшення площі робочої поверхні решіт. Тому суттєвого підвищення якості очищення зерна від смітних домішок і сортування насіння, а також помітного зниження витрат на післязбиральну обробку не спостерігається. Підвищення ефективності поділу зернової суміші на фракції без збільшення площі робочої поверхні решіт представляється актуальною науковою і практичною задачею.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Основна суть наукових досліджень спрямована на підвищення ділильної здатності решета, яка в кількісному вираженні характеризується технологічною ефективністю процесу сепарування і питомою продуктивністю робочого органу [2, 3].

**Мета роботи.** Провести аналіз схеми руху частинки відносно отвору решітного конвеєра, утвореного циліндричними перемичками та запропонувати шляхи підвищення ефективності процесу сепарації.

**Результати дослідження.** Ділильна здатність решета реалізується повністю у випадку, якщо час перебування частинки на решеті буде більшим за часом сепарації, достатній для досягнення прохідною частинкою поверхні решета і проходження її через отвір.

Збільшення питомої продуктивності решітних пристроїв супроводжується зростанням товщини шару сепаруючого матеріалу, що призводить до зниження технологічної ефективності процесу сепарації, так як прохідні частинки, що знаходяться в шарі оброблюваного матеріалу, ще не встигають опуститися на сепарувальну поверхню. Одним з можливих шляхів зменшення товщини шару зернового матеріалу, який не знижує продуктивності решета, є підвищення середньої швидкості відносного руху матеріалу по решету. Але швидкість переміщення по решету має оптимальне значення, що відповідає кінематичному режиму його роботи. При збільшенні швидкості переміщення вище оптимального значення ймовірність просіювання частинки знижується і при певній величині приймає нульове значення. Аналіз проведених досліджень дає підставу вважати, що принцип сепарації, заснований на виділенні прохідних частинок із зернового шару, що переміщається по сепарувальній поверхні, є обмеженням підвищення ефективності роботи решітних пристроїв. На підставі цього припущення висунута гіпотеза, що підвищення ефективності процесу сепарації можливо за рахунок застосування решітного конвеєра з поперечними коливаннями сепарувальної поверхні у горизонтальній площині.

Під час теоретичного дослідження процесу сепарації зерна на решетах без його вібропоглинання розглядається схема руху і орієнтації частинки відносно отвору утвореного циліндричними перемичками (рис.1).

Процес сепарації на плоских решетах є складним, сприятливий перебіг якого залежить від багатьох факторів. Для того, щоб глибше проникнути в суть процесу, необхідне ретельне вивчення чинників, що на нього впливають. Значне місце в процесі поділу зернової суміші на фракції на решетах займає орієнтація прохідних частинок відносно отворів [3]. Частинка повинна повернутися довшою стороною осі вздовж отвору, для того щоб пройти крізь решето. Це стосується головним чином, решета з отворами довгастої форми, призначеним для поділу зернової суміші за товщиною її компонентів. Одним із способів зменшення часу орієнтації частинок відносно отворів є зміна форми перемичок решета. Найкращі умови для орієнтації частинок відносно отворів забезпечують перемички випуклої форми. Час орієнтації частинок відносно отворів утворених круглими перемичками майже в 2 рази менше, ніж на плоскопробивному решеті, перемички якого мають в перетині прямокутну форму.

Обмеженням на шляху подальшого підвищення ефективності роботи решітних пристроїв є принцип сепарації, заснований на



виділенні прохідних частинок із зернового шару, що переміщається по сепарувальній поверхні зернового шару. На додаток до попередніх досліджень у цій роботі розглядається процес сепарації, що виключає вібротранспортування оброблюваного матеріалу робочою поверхнею. При сепарації в таких умовах решето повинне займати горизонтальне положення і здійснювати зворотно–поступальні коливання, при чому напрямок коливань і напрям отворів повинні збігатися. Потрапляючи на сепарувальну поверхню, частинки зернової суміші можуть по-різному розташовуватися відносно отворів. Одні частинки встановлюються довгою віссю поперек отвору, інші під кутом до отвору, треті – вздовж. Останні частинки самозорієнтовані і, в залежності від розмірів частинок і отвору, можуть випадати під решето. Іншим же частинкам, які розташувалися поперек отвору або під кутом до нього, необхідно створити умови, щоб вони розвернулися на перемичках і зорієнтувалися відносно отвору. Але якісні показники будуть високими лише тоді, коли зорієнтуються частинки, що займають найбільш невідгідне положення, тобто коли частинка розташована поперек отвору і її геометричний центр рівновіддалений від перемичок.

Для аналізу ймовірності розвороту частинок відносно отвору, утвореного перемичками круглої форми, та визначення технологічних і кінематичних параметрів роботи решета прийняті додаткові допущення:

- частинки зернової суміші розташовуються на решеті в один шар;
- відрив частинок від поверхні решета і перекочування не відбувається;
- частинки являють собою трьохвісний еліпсоїд обертання, у якого товщина і ширина рівні ширині прямокутного отвору;
- проекцією частинки на площину являється еліпс з більшою піввіссю «а» і меншою «б», ширина отвору –  $H$ ;
- частинка дотикається перемичок отвору в точках А та А'.

На частинку діють сила тяжіння –  $mg$ , сили нормального тиску лівої –  $N_{\ell}$  і правої –  $N_{r}$  перемичок отвору, сили тертя лівої –  $F_{\ell}$  і правої –  $F_{r}$  перемичок і переносна сила інерції решета, яке здійснює поступальний рух –  $F_j$ . Решето встановлено горизонтально і здійснює коливання з амплітудою  $A$  і частотою  $\omega$ , напрямком коливань збігається з напрямком отворів решета (рис.1).

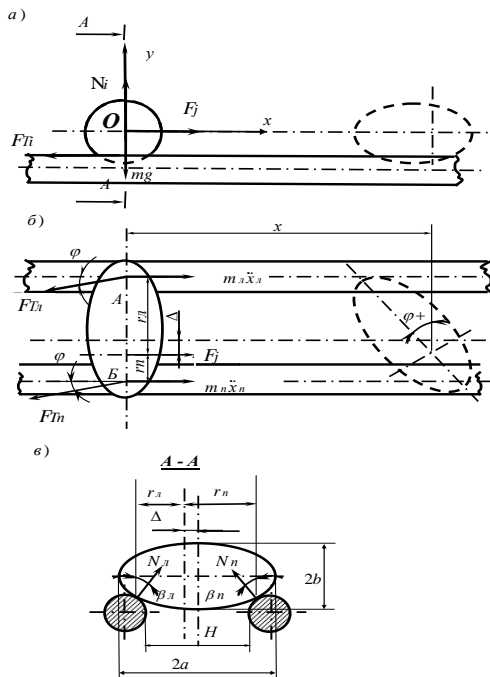


Рис. 1. Схема руху частинки по циліндричним перемичках решета: а – основний вид; б – вигляд зверху; в – січення А – А

На основі прийнятих припущень були складені диференціальні рівняння розвороту частинки зернової суміші по решету.

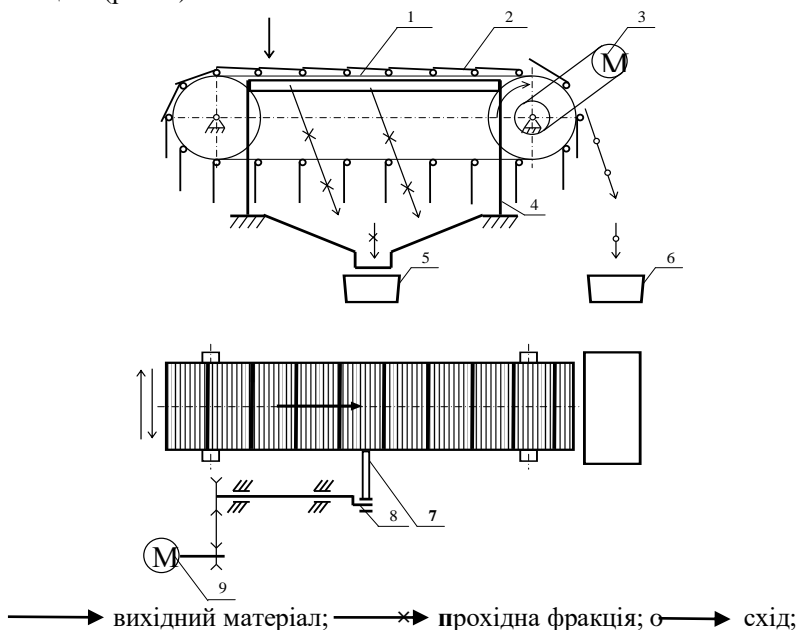
$$\left. \begin{aligned} m \cdot \ddot{x} &= F_j - (F_{\partial \ddot{e}} + F_{\partial \ddot{\alpha}}) \cdot \cos \varphi; \\ m \cdot \ddot{y} &= F_j - m \cdot g + N_{\ddot{e}} \cdot \cos \beta_{\ddot{e}} + N_{\ddot{i}} \cdot \cos \beta_{\ddot{i}}; \\ m \cdot \rho_y^2 \cdot \ddot{\varphi} &= m_{\ddot{e}} \cdot r_{\ddot{e}} \cdot \ddot{\theta}_{\ddot{e}} - m_{\ddot{i}} \cdot r_{\ddot{i}} \cdot \ddot{\theta}_{\ddot{i}}, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де  $m$ ,  $m_{\ddot{e}}$  і  $m_{\ddot{i}}$  – маса частинки і наведені маси відповідно лівої і правої перемичок;

$$\left. \begin{aligned} m_n &= m \cdot r_n / (r_n + r_{\ddot{e}}); \\ m_{\ddot{e}} &= m \cdot r_{\ddot{e}} / (r_n + r_{\ddot{e}}); \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

де  $r_{\ddot{e}}$  і  $r_n$  – відстань від центру мас частинки до точок контакту з перемичками;  $\rho_y^2$  – радіус інерції частинки відносно осі  $y$ .

Результати проведених досліджень дозволили обґрунтувати конструкцію і технологічну схему роботи решітного конвеєра з поперечними коливаннями сепарувальної поверхні в горизонтальній площині (рис. 2).



—→ вихідний матеріал; —→× прохідна фракція; ○→ схід;  
 Рис. 2. Технологічна схема роботи решітного конвеєра: 1 – ланцюговий конвеєр, 2 – решета, 3 – привід, 4 – опори підтримуючої рами, 5 – приймач прохідної фракції, 6 – приймач східної фракції, 7 – шатун, 8 – ексцентрик, 9 – привід ексцентрика

Решітний конвеєр складається з ланцюгово-решітного транспортера, несучі ланцюги 1 якого встановлені на привідних і ведених зірочках. Поверхня конвеєра утворена набором решіт 2, шарнірно прикріплених до ланцюгового конвеєру. У зоні нижньої гілки конвеєра решета, під дією сил тяжіння, розташовуються перпендикулярно нижній гілці ланцюга і не перешкоджають висипанню прохідної фракції в приймач. При русі поверхні транспортера решета розташовуються на верхній гілці в одну горизонтальну площину і утворюють робочу решітну поверхню, що рухається поступально. Крім поступального руху, робоча поверхня здійснює зворотно-поступальні коливання в поперечно-горизонтальній площині. Верхня гілка конвеєра притискається до підтримуючої рами,

яка закріплена на пружних опорах 4. Підтримуюча рамка зв'язана шатуном 7 з ексцентриковим механізмом 8, таким чином, в коливальний рух приводиться лише верхня робоча гілка решітного конвеєра, що дозволяє зменшити віброактивність решітного табору, та знизити інерційні навантаження на раму машини. Решітний конвеєр дозволяє розділити процес сепарації і процес транспортування зернового матеріалу. Оброблюваний матеріал подається на початок решітного конвеєра і транспортується ним, при цьому будь-який елементарний об'єм частинок знаходиться над однією і тією ж ділянкою решета протягом всього процесу сепарації, а коливання в поперечній площині забезпечують орієнтацію частинок відносно отворів і їх просіювання. Частинки зернової суміші, що пройшли крізь решето надходять до приймача прохідної фракції 5, а частинки, розмір яких більший за робочий розмір отворів решета, транспортуються конвеєром. При проходженні по привідних зірочках решітні пластини перевертаються і скидають оброблене зерно в приймач сходової фракції 6. Основні фактори, що визначають якість процесу сепарації (амплітуда і частота коливань решітної поверхні), спрямовані тільки на забезпечення орієнтації частинок і їх просіювання в отвори решіт. Транспортування зернового вороху забезпечується решітним конвеєром, швидкість руху якого визначає час сепарації і товщину шару оброблюваного матеріалу. У таких умовах роботи процес очищення і сортування менше залежить від фізико-механічних властивостей зернової суміші, таких як вологість, сипучість і т.д. Крім того, при сепарації зернового вороху решітним конвеєром відпала необхідність у додатковому механізмі очищення отворів решітної поверхні від зерен, які запали. Проходячи по привідній зірочці транспортера, решета перевертаються і звільняються від частинок, що знаходяться на поверхні. А на завантаження вихідним зерновим матеріалом, що подається живильником на обробку, конвеєром підводяться решета, робоча поверхня яких очищена від частинок, які запали.

**Висновок.** Застосування решітного конвеєра з поперечними коливаннями в горизонтальній площині в якості сепарувального робочого органу машин для післязбиральної обробки зерна дозволить значно збільшити їх питому продуктивність.

#### Література

1. Боуманс Г. Эффективная обработка и хранение зерна/ Пер. с англ. В. И. Дашевского. – М.: Агропромиздат, 1991. – 608 с.

2. Гортинский В.В. Процессы сепарации на зерноперерабатывающих предприятиях / В.В. Гортинский, А.В. Демский, М.А. Борискин. – М.: Колос, 1980. – 304 с.

3. Борискин М.А. и др. Сепарующие машины зерноперерабатывающих предприятий / М.А. Борискин, В.В. Гортинский, А.Б. Демский. – М.: Машиностроение 1979. – 664 с.

4. Братерський Ф. Д., Карабанов С. А. Послеуборочная обработка зерна. – М.: Агропромиздат, 1986. – 175 с.

5. Лебедев В. Б. Обработка и хранение семян. – М.: Колос 1983. – 203 с.

*Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух*

УДК 631.354.2.

© О.П. Тарасенко, д.т.н.

Воронезький державний аграрний університет ім. К.Д. Глінки

С.М. Герук, к.т.н., С. В. Пустовіт

Житомирський національний агроєкологічний університет

## **МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ЗУСИЛЛЯ І ДЕФОРМАЦІЇ РУЙНУВАННЯ ЗЕРНА**

*Викладено методику визначення зусилля руйнування зерна та його деформацію на спеціально виготовленій установці.*

### **МІЦНІСТЬ ЗЕРНА, ЗУСИЛЛЯ, ДЕФОРМАЦІЯ РУЙНУВАННЯ.**

**Постановка проблеми.** Урожайність сільськогосподарських культур залежить від багатьох факторів, одним з яких є якісний насіннєвий матеріал, який дає змогу без додаткових енергетичних затрат (добрива, пестициди) забезпечити належний ріст рослин, знизити негативний вплив бур'янів, хвороб, шкідників і завдяки цим факторам підвищити врожайність культури і якість одержуваної продукції, поліпшити екологічний стан поля.

Посівні якості насіння залежать від безлічі чинників: дотримання технології обробітку культури, природно-кліматичних умов, рівня їх травмування при збиранні і післязбиральній обробці, кількісних і якісних характеристик компонентів вороху та його вологості при збиранні, способу збирання, конструктивних особливостей і режимів роботи машин для збирання і післязбиральної

обробки. Під впливом робітників та транспортуючих органів машин при збиранні і післязбиральній обробці в зерні виникає напруга, яка може привести до його руйнування.

Рівень травмування при збиранні і післязбиральній обробці залежить від міцності зерна і характеру руйнівних дій на нього. Травмоване зерно в процесі зберігання втрачає свої посівні і продовольчі якості, є сприятливим середовищем для мешкання і розмноження мікроорганізмів.

Тому проведення досліджень з метою визначення зусилля руйнування зерна та його деформації є актуальним.

**Аналіз результатів останніх досліджень.** У формування теорії та проведенні досліджень, з метою визначення руйнівного зусилля та деформації зерна, значний внесок зробили: О. П. Тарасенко, І. О. Наумов, С. Д. Хусід, П. О. Ребіндер та інші [1], [2], [3], [4].

У наукових працях О. П. Тарасенка досліджено лінійну залежність між руйнівним зусиллям та деформацією руйнування [1].

І. О. Наумов дослідив вплив вологості та температури на зусилля та деформацію руйнування. З підвищенням вологості руйнівне зусилля зменшується, а величина деформації збільшується [2].

С. Д. Хусід дослідив процес руйнування та деформації зерна при ударі. Зусилля та деформація руйнування зерна при ударі у різних сортів не однакова, це пов'язано зі структурно-механічними властивостями зерна [3].

Характер руйнування зерна значною мірою залежить від наявності тріщин у зернівці та різних видів травм.

**Мета досліджень.** Метою роботи являється визначення зусилля та деформацію руйнування зерна озимої пшениці Поліська 90.

**Результати досліджень.** Міцність зерна характеризується зусиллям ( $P$ ) і деформацією ( $\Delta l$ ) руйнування. Досліди проводили на зерні озимої пшениці сорту Поліська 90 кондиційної вологості. Зусилля та деформує руйнування визначили на спеціально виготовленій установці (рис.1) що складається з рами 1, мотора-редуктора МП-100-2, тензометричного кільця 3, сполученого з опорним майданчиком 4, рухливим телескопічним майданчиком 5 з консольною тензометричною балкою 6, мікрогвинта 7, осцилографа Н 117- 8 і підсилювача ТА-5-9. Елементи установки для визначення зусилля і деформації руйнування показані на рис. 2.

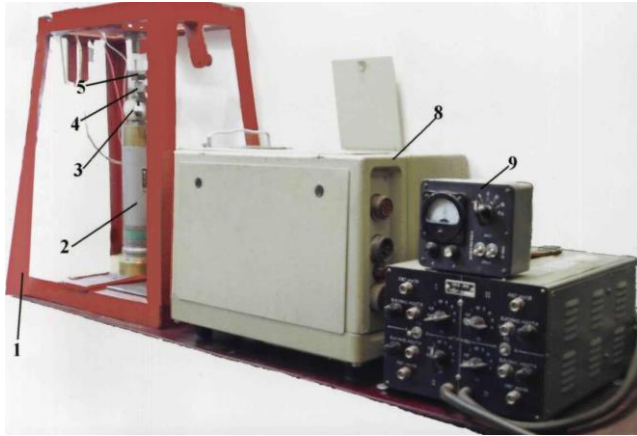


Рис. 1. Установа для визначення зусилля і деформації руйнування зерна: 1–рама; 2–мотор–редуктор МП–100; 3–тензометричне кільце; 4–опорний майданчик; 5–рухливий телескопічний майданчик; 6–консольна тензометрична балка; 7–мікрометричний гвинт; 8–осцилограф Н 117; 9–підсилювач ТА–5

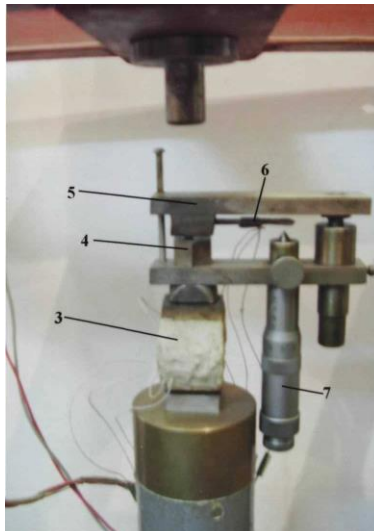


Рис. 2. Елементи установки для визначення зусилля і деформації руйнування зерна: 3–тензометричне кільце; 4–опорний майданчик; 5–рухливий телескопічний майданчик; 6–консольна тензометрична балка; 7–мікрометричний гвинт

При дослідженнях по 30 зерен з кожного виділеного зразка поміщали на опорний майданчик 4, який сполучений з тензометричним кільцем для визначення зусилля руйнування. Зверху на зерно під дією сили тяжіння опускали телескопічний рухливий майданчик 5 з тензометричною балкою 6 для виміру деформації руйнування. Мікрогвинт 7, що є опорою для балки, закручували до торкання з нею. Момент торкання визначали за початком переміщення світлової плями (зайчика) на дзеркалі осцилографа Н 117. При включенні двигуна мотор-редуктора 2 рухливий майданчик впирається у виступи рами, і після цього зерно починає стискатися. Зусилля, що діє на тензометричне кільце 3 і балку 6, за допомогою тензодатчиків перетворюється на електричні сигнали, які посилюються підсилювачем ТА-5 і передаються в осцилограф Н 117, де вони перетворюються на світлові сигнали і записуються на світлочутливий папір. Перед початком дослідів датчики тарували.

Тарування датчика для виміру зусилля руйнування здійснювали шляхом навантаження силового елемента гирями 4-го класу точності до 16 кг через кожні 4 кг

Тарування датчика для виміру деформації здійснювали мікрометром від 0,2 мм до 1,0 мм через кожні 0,2мм .

Результати досліджень наведені у таблицях 1 та 2.

Таблиця 1. Результати тарування зусилля руйнування зерна

Повторність	1							
P, кг	4	8	12	16	16	12	8	4
h <sub>i</sub> , мм	17	35	53	71	72	54	36	18
μ <sub>p</sub> , кг/мм	0,235	0,229	0,226	0,225	0,222	0,222	0,222	0,222
μ <sub>срр</sub> , кг/мм	0,2254							
Повторність	2							
P, кг	4	8	12	16	16	12	8	4
h <sub>i</sub> , мм	17	35	53	71	71	54	36	18
μ <sub>p</sub> , кг/мм	0,235	0,229	0,226	0,225	0,225	0,222	0,222	0,222
μ <sub>срр</sub> , кг/мм	0,22575							
Повторність	3							
P, кг	4	8	12	16	16	12	8	4
h <sub>i</sub> , мм	17	35	53	71	71	53	36	18
μ <sub>p</sub> , кг/мм	0,235	0,229	0,226	0,225	0,225	0,226	0,222	0,222
μ <sub>срр</sub> , кг/мм	0,22625							

$$\mu_p = 0,2258 \text{ кг/мм}$$



Таблиця 2. Результати тарування деформації руйнування зерна

Повторність	1									
$\delta$ , мм	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,0	0,8	0,6	0,4	0,2
$l_i$ , мм	7	15	23	31	39	39	30	22	14	6,5
$\mu_{\delta}$ , мм/мм	0,0286	0,0267	0,0261	0,0258	0,0256	0,0256	0,0267	0,0273	0,0286	0,0308
$\mu_{\delta p}$ , мм/мм	0,0272									
Повторність	2									
$\delta$ , мм	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,0	0,8	0,6	0,4	0,2
$l_i$ , мм	7	14	22	30	38	38	30	22	14	6
$\mu_{\delta}$ , мм/мм	0,0286	0,0286	0,0273	0,0267	0,0263	0,0263	0,0267	0,0273	0,0286	0,0333
$\mu_{\delta p}$ , мм/мм	0,028									
Повторність	3									
$\delta$ , мм	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,0	0,8	0,6	0,4	0,2
$l_i$ , мм	6	14	22	30	38	38	30	22	14	6
$\mu_{\delta}$ , мм/мм	0,0333	0,0286	0,0273	0,0267	0,0263	0,0263	0,0267	0,0273	0,0286	0,0333
$\mu_{\delta p}$ , мм/мм	0,0277									

$$\mu_{\delta}=0,0276 \text{ мм/мм}$$

**Висновок.** Досліди проводили на зерні озимої пшениці сорту Поліська 90 кондиційної вологості. Величина руйнівного зусилля та деформація руйнування зерна проводилась на спеціально виготовленій установці.

Проведені дослідження показали, що характер руйнування зерна залежить від характеру та величини зовнішнього навантаження.

Дані дослідження, дають змогу визначати величину руйнівного зусилля та деформацію руйнування зерна, що впливає на посівні якості насіння. Це важливо при розмноженні насіння еліти й супереліти та першої репродукції нових перспективних сортів польових культур, дає можливість підвищити урожайність сільськогосподарських культур.

Література

1. Тарасенко А. П., Влияние внешних нагрузок и физико-механических свойств на их травмирование и посевные качества.– Воронеж, 1983. – С.26–44.
2. Наумов И. А., Совершенствование кондиционирования и измельчения пшеницы и ржи.– М.: Колос, 1975.– С.63–78.
3. Хусид С. Д., Измельчение зерна.– М.: Хлебоиздат, 1958.– С.142–158.
4. Ребиндер П. А., Значение физико-химических процессов при механическом разрушении и обработке твердых тел // Весник АН СССР.– 1940. - №85. – С.8–10,
5. Строны И. Г. Травмирование зерна и его повреждение. – М.: Колос, 1972. – С.115–132.
6. Сахаров Э. В. Исследование внутреннего влагопереноса в зерне методом автордиографии // Тр. ВЗИПП, 1971.
7. Державний стандарт України (ДСТУ 2240–95). Насіння сільськогосподарських культур. Сортові та посівні якості. – К., 1994. – С. 2–58.

*Рецензент д.т.н., проф. Л.В. Лось*

УДК 621.929.2

© В.В. Тарасюк, В.Ф. Дідух, д.т.н., І.В. Тараймович, к.т.н.  
Луцький національний технічний університет

## **ВИЗНАЧЕННЯ ІНТЕНСИВНОСТІ ЗНЕВОДНЕННЯ ЧАСТИНОК ОМД НА ЕТАПІ ФОРМУВАННЯ ГРАНУЛ**

*У статті розглянуто процес зневоднення частинок органо-мінеральних добрив (ОМД) в процесі формування гранул. Отримано залежність та визначено коефіцієнт дифузії вологи з гранул ОМД, отриманих методом обкочування.*

### **ГРАНУЛА, САПРОПЕЛЬ, ОБКОЧУВАННЯ, КОЕФІЦІЄНТ ДИФУЗІЇ.**

**Постановка проблеми.** Серед багатьох проблем подолання кризи в сільськогосподарському виробництві України важливе місце займає збереження і підвищення родючості ґрунтів. Недотримання науково обґрунтованого співвідношення між органічними і

мінеральними добривами при їх внесенні в ґрунт, на думку ряду авторів, призводить до часткової їх деградації (зменшення гумусу, погіршення фізичних властивостей та інше).

Компенсувати втрати природної родючості неможливо ні новими суперінтенсивними сортами і гібридами рослин, у тому числі генетично зміненими, ні інформаційними агротехнологіями, ні інтенсивними системами захисту рослин від хвороб, шкідників і бур'янів.

Застосування ОМД на основі сапропелів дозволить суттєво підвищити фізико-механічні властивості ґрунтів. Внесення таких добрив в ґрунт покращує динаміку мікробіологічних процесів навколо та в самих гранулах, органічна речовина в складі гранул забезпечує рівномірне поглинання поживних речовин рослинами, особливо фосфорної кислоти, перехід її в малорухомі форми, що створює сприятливі умови для взаємодії добрив, ґрунту та рослин і, як наслідок, створює умови для отримання високих врожаїв сільськогосподарських культур.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Інтенсивність зневоднення матеріалів приділяється особлива увага за необхідності зменшення їх вологості [1]. Даний параметр пов'язаний з часом, який в окремих технологічних процесах обмежений. Існують різні шляхи збільшення інтенсивності сушіння сільськогосподарських матеріалів: в деяких випадках необхідний їх поділ на частинки, що збільшує питому площу контакту із сушильним агентом [2], а в інших випадках процес сушіння інтенсифікують шляхом перемішування матеріалу та створенням псевдорідкого завислого його стану [3] тощо.

**Мета досліджень.** Запропонувати методику розрахунку коефіцієнта дифузії при формуванні гранул ОМД на основі сапропелю нагрітою коливною поверхнею.

**Результати дослідження.** Зняття вологи при формуванні гранул ОМД з певними допущеннями можна виділити у два етапи. Перший етап: падіння частинок довільної форми на поверхню з температурою обумовленою внутрішньою температурою сушильного агента закритої камери. Розшарування частинок у товщину однієї гранули. Перекочування частинок по криволінійній поверхні радіусом  $R$  до утворення часток за формою, що наближається до форми кулі. На даному етапі необхідно видалити максимальну кількість вологи або перемістити до поверхні окремих частинок.

Другий етап зневоднення: перекочування часток за формою, що наближається до форми кулі по нагрітій поверхні, температура якої значно перевищує температуру сушильного агента закритої камери.

Цей етап характеризується зміцненням гранул та зниженням вологості гранул до нормативного значення.

Розглянемо процес зневоднення шару частинок ОМД довільної форми товщиною в одну гранулу за наступних допущень:

- частинки ОМД за розмірами не відрізняються між собою у межах маси з яких будуть отримані гранули з середнім діаметром 4...6 мм після зневоднення їх до нормованої вологості;
- температура та вологовміст сушильного агента у зоні взаємодії з частинками є величина стала;
- волого перенесення відбувається лише між сушильним агентом та частинками;
- час заходження будь-якої частинки із розглядуваного шару у зоні дії сушильного агента величина постійна і обумовлюється часом перетворення частинки довільної форми у частинку за формою, що наближається до форми кулі.

За вказаних припущень, маса вологи, яка міститься в окремих частинках, видаляється у період постійної швидкості сушіння. При цьому у кожній із частинок виникають градієнти температури і тиску, які залежать від початкових умов сушіння і вологості матеріалу. Згідно теорії сушіння [1] інтенсивність видалення вологи перебуває в залежності від напрямків розташування градієнтів. Якщо градієнти співпадають, інтенсивність видалення вологи зростає. В іншому випадку один градієнт гальмує дію іншого. Інтенсивність випаровування вологи з матеріалу у вигляді частинок при конвективному способі сушіння визначатиметься за відомим відношенням [4].

$$\alpha \cdot (t_{\bar{n}a} - t_i) = r \cdot J_i - \bar{n} \cdot \rho_i \cdot R_v \cdot \frac{dt}{d\tau}, \quad (1)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $r$  – питома теплота пароутворення води, Дж/кг;  $t_{\bar{n}a}$ ,  $t_i$  – відповідно температура сушильного агента та температура на поверхні частинки;  $J_i$  – інтенсивність видалення вологи з поверхневих шарів частинок, кг/м<sup>2</sup>·год;  $\bar{n}$  – питома теплоємність води, Дж/(кг·К);  $R_v$  – площа по поверхні теплообміну, м<sup>2</sup>;  $\rho_i$  – густина, кг/м<sup>3</sup>;  $\frac{dt}{d\tau}$  – зміна температури на поверхні теплообміну.

З (1) інтенсивність випаровування вологи з частинок визначатиметься за формулою, за умови, що градієнт температури на поверхні частинок відсутній:

$$J_i = \frac{1}{r} \left[ \alpha (t_{\bar{n}a} - t_i) + \tilde{n} \rho_i R_v \frac{dt}{d\tau} \right]. \quad (2)$$

Процес видалення вологи із сформованих частинок можливий за наявності різниці температур на поверхні частинок та всередині:

$$t_i - t_a = (t_{\bar{n}a} - t_i) \frac{1}{2} K i_m \cdot \varepsilon \cdot K o \cdot L u, \quad (3)$$

де  $t_i$  – початкова температура матеріалу, °С;  $K i_m$  – масообмінний критерій Кірпічова;  $K o$  – критерій інерційності Ликова;  $L u$  – критерій Косовича;  $\varepsilon$  – коефіцієнт фазового перетворення.

З (3) визначаємо необхідну різницю температур сушильного агента температури на поверхні частинок для забезпечення видалення вологи:

$$(t_{\bar{n}a} - t_i) = \frac{\frac{1}{2} K i_m \cdot \varepsilon \cdot K o \cdot L u}{t_i - t_a}. \quad (4)$$

З врахуванням (2) інтенсивність видалення вологи за таких умов визначатиметься:

$$J_i = \frac{1}{r} \cdot \left[ \alpha \cdot \left( \frac{\frac{1}{2} \cdot K i_m \cdot \varepsilon \cdot K o \cdot L u}{t_i - t_a} \right) + \tilde{n} \cdot \rho_i \cdot R_v \cdot \frac{dt}{d\tau} \right]. \quad (5)$$

Як видно із (5), збільшення інтенсивності видалення вологи знаходиться у прямолінійній залежності від площі теплообміну  $R_v$ , збільшення якої при сушінні ОМД незначне. Крім цього, в процесі обкочування частинок поверхні гранул ущільнюються, створюючи перепону для видалення вологи із центру гранули. Аналіз формули (5) показує також, що із зростанням інтенсивності зростатиме і критерій Кірпічова, який характеризує співвідношення зовнішнім масообміном та внутрішнім перенесенням маси. А це означає зростання різниці температур поверхневих і внутрішніх шарів окремих часток, що сприяє виникнення градієнту температур. Тому на етапі перетворення частинок довільної форми у кулясту для часткового зневоднення ОМД необхідно застосовувати м'які режими сушіння методом природної конвекції. Процес сушіння за даних умов характеризує період постійної швидкості. У такому випадку масообмінний критерій Кірпічова визначається як:

$$Ki_m = 2 \frac{u_{\delta} - u_i}{u_o - u_{\delta}}, \quad (6)$$

де індекси при вологовмістах  $u$  відповідно:  $\delta, n, o, p$  – центр, поверхня, початкове та рівноважне значення.

Відомо також, що межі значення критерію Кірпічова є:  $0 < Ki_m < 2$ . Отримавши значення Кірпічова для гранули ОМД на основі органічного сапропелю, визначаємо коефіцієнт дифузії вологи з гранул ОМД, отриманих методом обкочування, при їх конвективному сушінні на м'яких режимах за формулою:

$$\alpha_m = \frac{RR_m}{Ki_m W_o} \frac{dW}{d\tau}. \quad (7)$$

Підставивши відповідні значення, отримаємо:

$$\alpha_m = \frac{(2,25)^2 \cdot 10^{-4} \cdot 2,9}{3,2 \cdot 0,15 \cdot 26} \approx 10,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{год}.$$

**Висновки.** Значення коефіцієнта дифузії вологи з гранул ОМД на основі сапропелю, отриманих методом обкочування, при їх конвективному сушінні на м'яких режимах знаходиться у межах значень коефіцієнта дифузії глини при її зневодненні на низькотемпературних режимах, що підтверджує припущення про утворення щільної органічно-мінеральної матриці навколо гранули ОМД у випадку використання методу обкочування.

#### Література

1. Лыков А.В. Теорія сушки. – М.: Энергия, 1968. – 472с.
2. Панасюк С.Г. Обґрунтування параметрів технологічного процесу сушіння качанів кукурудзи: Дис... канд. наук: 05.05.11: / С.Г. Панасюк. – Луцьк, 2008. – 162 с.
3. Скриннік І.О. Обґрунтування параметрів зерносушарки каскадного типу для обробки насіння у киплячому шарі: дис. кандидата техн. наук: 05.05.11 / Скриннік Іван Олександрович Кіровоград, 2010.– 148 с.
4. Дідух В.Ф. Підвищення ефективності сушіння сільськогосподарських рослинних матеріалів. Монографія. – Луцьк: ЛДТУ, 2002. – 165с.

УДК 631.362

© Л.Н. Тищенко, д.т.н., В.П. Ольшанский, д.ф.–м.н., С.В. Ольшанский  
Харківський національний технічний університет сільського  
господарства ім. П. Василенка

## **РАСЧЁТ ПОТОКОВ СЕПАРИРУЕМОЙ ЗЕРНОВОЙ СМЕСИ В ЦИЛИНДРИЧЕСКОМ ВИБРОРЕШЕТЕ**

*Выведены приближенные формулы для вычисления скорости движения смеси и производительности вертикального цилиндрического виброрешета по сходовой и проходовой фракциям. Учтено влияние просеивания одной из фаз на скорость потока смеси по решетку, а также изменение вибровязкости среды по толщине движущегося слоя. Движение виброоживленного слоя описывается уравнением течения неоднородной вязкой жидкости.*

### **ЦИЛИНДРИЧЕСКОЕ ВИБРОРЕШЕТО, СКОРОСТЬ ПОТОКА, ЗЕРНОВАЯ СМЕСЬ, ПРОХОДОВАЯ И СХОДОВАЯ ФРАКЦИИ.**

**Постановка проблемы.** Использование математических моделей упрощает и ускоряет поиск оптимальных способов разделения зерновых материалов. Поэтому разработка теоретических моделей кинетики сепарируемой зерновой смеси относится к актуальным научно–прикладным задачам. При этом важное значение имеет уточнение существующих расчетных зависимостей путем учета дополнительных факторов, которые повышают адекватность теории. К таким факторам можно отнести: разделение сепарируемой зерновой смеси на два потока, переменность вибровязкости по толщине движущегося слоя, колебательный характер движения сыпучей среды, вызванный вибрациями решета и пр.

**Обзор последних исследований и публикаций.** Применяя теорию виброоживления сыпучей среды, учет влияния разделения фракций на скорость движения смеси по плоскому решету выполнен в [1,2], где отделение проходовой фазы рассматривалось как просачивание вязкой жидкости через проницаемую (перфорированную) граничную поверхность. Дальнейшее развитие этот способ моделирования разделения потоков получил в [3,4]. Краевая задача гидродинамики с учетом просачивания вязкой ньютоновской жидкости через цилиндрическую поверхность вращающегося вертикального виброрешета решена в [5], но только для постоянной вибровязкости среды. Экспериментальные исследования в [6] показали, что вибровязкость зерновой смеси меняется по толщине

движущегося слоя. Она возрастает с удалением от свободной поверхности слоя в сторону поверхности виброрешета. Поэтому здесь поставлена задача уточнить результаты работы [5] учетом переменности вибровязкости смеси по радиальной координате.

**Целью работы** является получение и апробация формул для расчета скорости движения и производительности вертикального цилиндрического решета вибросепаратора в установившемся режиме его работы.

**Результаты исследования.** При постановке краевой задачи исходим из расчетной схемы, представленной на рис. 1.

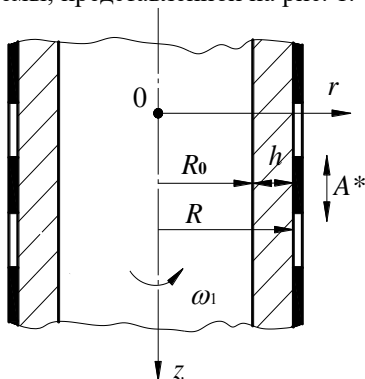


Рис. 1. Расчетная схема вертикального цилиндрического решета с сепарируемой зерновой смесью

Символами  $r$  и  $z$  обозначены радиальная и осевая координаты цилиндрической системы. Радиус решета  $R$  и внутренний радиус слоя  $R_0$  связаны соотношением  $R_0 = R - h$ , в котором  $h$  толщина движущегося слоя. Она меняется по высоте решета, вследствие просеивания одной из фаз. Но с целью упрощения математической модели этим изменением пренебрегаем, т.е. в дальнейшем рассматриваем некоторое среднее по высоте значение  $h = const$ .

Кинематическую вязкость смеси  $\nu = \nu(r)$  считаем зависимой от координаты  $r$ , угловой скорости вращения решета  $\omega_1$ , а также его амплитуды и частоты осевых вертикальных колебаний  $A^*$  и  $\omega$ . Теоретически эти зависимости определяли в [7].

По аналогии с [5] в установившемся режиме осесимметричного движения смеси проекции скорости потока  $v$  и  $u$ ,



на оси  $or$  и  $oz$  соответственно, считаем функциями только координаты  $r$ .

Условие несжимаемости среды [8] будет выполнено, когда

$$v = cr^{-1}, \quad (1)$$

где  $c = \varepsilon v_f R$ ;  $\varepsilon$  – коэффициент «живого сечения» решета;  $v_f$  – нормальная (радиальная) проекция скорости просеивания частиц через отверстия в решете. В среднем на рабочей поверхности решета  $r = R$  скорость просеивания смеси равна  $\varepsilon v_f$ .

Проекцию скорости  $u$  на ось  $oz$  определим решив уравнение течения неоднородной жидкости:

$$\frac{d^2 u}{dr^2} + \left( \frac{1}{r} + \frac{v'_r}{v} - \frac{c}{vr} \right) \cdot \frac{du}{dr} = -\frac{g}{v}, \quad (2)$$

записанное с учетом (1) и дифференцируемости функции  $v = v(r)$ .

В (2)  $g$  – ускорение свободного падения;  $v'_r$  – производная из  $v$  по  $r$ .

Решение уравнения (2) должно удовлетворять граничным условиям:

$$\left. \frac{du}{dr} \right|_{r=R_0} = 0; \quad u(R) = 0. \quad (3)$$

Поставленная краевая задача при  $v'_r = 0$  (однородный слой) решена аналитически в [5], а при  $v'_r = v_f = 0$  – в [9], где установлено, что

$$u = \frac{g}{2v} \left( R_0^2 \ln \frac{r}{R} + \frac{R^2 - r^2}{2} \right). \quad (4)$$

Без упрощений точное аналитическое решение уравнения (2) сводится к квадратурам, которые приходится интегрировать численными методами. Поэтому далее вместо точного построим приближенное решение, более удобное для инженерных расчетов.

Искомое решение представляем частичной суммой ряда Тейлора в окрестности точки  $r = R_0$ :

$$u(r) = \sum_{j=0}^4 \frac{1}{j!} \cdot u^{(j)}(R_0) \cdot (r - R_0)^j.$$

Производные  $u^{(j)}(R_0)$  определяем с помощью (2) и (3). В итоге получаем:

$$u(r) = \frac{g}{2v_0} \cdot \left[ h^2 - (r - R_0)^2 + \frac{a}{3} \left( (r - R_0)^3 - h^3 \right) + \frac{b}{12} \left( (r - R_0)^4 - h^4 \right) \right]. \quad (5)$$

Здесь  $a = \frac{I}{R_0} + 2 \cdot \frac{v_0'}{v_0} - \frac{c}{R_0 v_0}$ ;  $v_0 = v(R_0)$ ;  $v_0' = \frac{dv}{dr} \Big|_{r=R_0}$  ;

$$b = \frac{3v_0 v_0'' - 4(v_0')^2}{v_0^2} - \frac{2}{R_0^2} + 2c \frac{v_0 + R_0 v_0'}{(R_0 v_0)^2} - a \left( a - \frac{v_0'}{v_0} \right); \quad v_0'' = \frac{d^2 v}{dr^2} \Big|_{r=R_0}.$$

Интегрируя (5), определяем производительность решета  $Q_c$  по сходовой фракции:

$$Q_c = 2\pi \int_{R_0}^R ru(r) dr = \frac{\pi g}{v_0} \left[ \frac{2}{3} Rh^3 - \frac{5}{12} h^4 - \frac{ah^4}{4} \cdot \left( R - \frac{3}{5} h \right) + \right. \\ \left. + (-1) \frac{bh^5}{15} \cdot \left( R - \frac{7}{12} h \right) \right]. \quad (6)$$

Производительность решета по проходовой фракции равна

$$Q_f = 2\pi lc, \quad (7)$$

где  $l$  – высота (длина) рабочей поверхности решета.

Формулу (7) можно использовать для определения  $v_f$  по экспериментально замеренной  $Q_f$ .

Задав  $v_f$  (или  $Q_f$ ), а также соответствующие параметры решета и смеси, по формулам (5) и (6) легко вычислить  $u(r)$ ,  $Q_c$  и суммарную производительность решета

$$Q = Q_f + Q_c. \quad (8)$$

Если известны (замерены) значения кинематической вибровязкости смеси на свободной поверхности слоя  $v_0 = v(R_0)$  и у поверхности виброрешета  $v_f = v(R)$ , то изменение вибровязкости по толщине слоя можно описывать различными функциями.

Так, при использовании степенной зависимости

$$v(r) = Kr^\lambda. \quad (8)$$

$$\lambda = \frac{\ln(v_f/v_0)}{\ln(R/R_0)}; \quad K = v_f R^{-\lambda}; \quad v_0' = K \lambda R^{\lambda-1};$$

$$v_0'' = K \lambda (\lambda - 1) R_0^{\lambda-2}.$$

В случае приближения вязкости показательной функцией

$$v(r) = K \exp(\lambda r): \quad (9)$$

$$\lambda = \frac{1}{h} \ln \frac{v_1}{v_0}; \quad K = v_1 \exp(-\lambda R);$$

$$v'_0 = K \lambda \exp(\lambda R_0); \quad v''_0 = K \lambda^2 \exp(\lambda R_0).$$

Если применить логарифмическую аппроксимацию

$$v(r) = K \ln(\lambda r), \quad \lambda > 1/R_0, \quad (10)$$

то 
$$K = \frac{v_1 - v_0}{\ln(R/R_0)}; \quad \lambda = \frac{1}{R} \exp\left(\frac{v_1}{K}\right); \quad v'_0 = \frac{K}{R_0};$$

$$v''_0 = -\frac{K}{R_0^2}.$$

Кроме рассмотренных, возможны и другие варианты  $v(r)$  [7].

По формулам (5) и (6) можно проводить расчет кинематических характеристик и без учета просеивания проходовой фракции. Для этого в указанных формулах следует заменить  $\dot{a}$  на  $\dot{a}^*$ ,  $b$  на  $b^*$ ,  $h$  на  $h^*$  и  $R_0$  на  $R_0^*$ , где

$$R_0^* = R - h^*; \quad a^* = \frac{1}{R_0^*} + 2 \frac{v'_0}{v_0};$$

$$b^* = \frac{3v_0 v''_0 - 4(v'_0)^2}{v_0^2} - \frac{2}{(R_0^*)^2} - a^* \left( a^* - \frac{v'_0}{v_0} \right).$$

При известной производительности решета  $Q$  вычисление  $h^*$  сводится к простым итерациям по формуле:

$$h^* \approx h_{m+1} = \left\{ \frac{3}{2R} \left[ \frac{Qv_0}{\pi g} + \frac{5}{12} h_m^4 + \frac{a^* h_m^4}{4} \cdot \left( R - \frac{3}{5} h_m \right) + \frac{b^* h_m^5}{15} \cdot \left( R - \frac{7}{12} h_m \right) \right] \right\}^{1/3}, \quad m = 1, 2, 3, \dots \quad (11)$$

Начальным приближением для  $h_m$  служит значение  $h$ , которое использовалось при расчете разделяющихся потоков. Это позволяет сравнить результаты, к которым приводит изложенная теория, с учетом и без учета просеивания проходовой фракции.

**Анализ численных результатов и выводы.** Чтобы выяснить погрешность представления решения рассмотренной задачи частичной суммой ряда Тейлора, задавали:  $\rho = 750$  кг/м<sup>3</sup>;  $\rho v = 0,6$  Па·с;

$v = const$ ;  $R = 0,3075$  м;  $h = h^* = 0,008$  м;  $v_j = \varepsilon = 0$ . Результаты вычисления в однородном слое по формулам (4) и (5) представлены в табл. 1 для различных  $r^* = (r - R_0^*)(h^*)^{-1}$ .

Таблица 1. Значение  $u(r)$ , вычисленные по двум решениям

$r^*$	$10u(r)$ , м/с по:		$r^*$	$10u(r)$ , м/с по:	
	(4)	(5)		(4)	(5)
0	3,8897	3,8898	0,5	2,9131	2,9131
0,1	3,8505	3,8506	0,6	2,4846	2,4846
0,2	3,7331	3,7331	0,7	1,9788	1,9788
0,3	3,5375	3,5375	0,8	1,3960	1,3960
0,4	3,2641	3,2641	0,9	0,7363	0,7363

Как видим, приближенное решение (5) обеспечивает высокую точность расчета.

Вывод о том, как вид аппроксимации  $v(r)$  влияет на значения  $u(r)$ , позволяет сделать табл. 2.

Таблица 2. Значение  $10u(r)$  в м/с при различных  $v(r)$

$r^*$	аппроксимация $v(r)$			$r^*$	аппроксимация $v(r)$		
	(8)	(9)	(10)		(8)	(9)	(10)
0	2,6237	2,6236	2,6581	0,5	1,8925	1,8918	1,9335
0,1	2,5917	2,5916	2,6262	0,6	1,5939	1,5931	1,6360
0,2	2,4985	2,4983	2,5338	0,7	1,2526	1,2516	1,2932
0,3	2,3484	2,3481	2,3851	0,8	0,8714	0,8704	0,9061
0,4	2,1451	2,1447	2,1840	0,9	0,4530	0,4524	0,4751

Результаты в табл. 2 получены по (5) при  $\rho = 750$  кг/м<sup>3</sup>;  $\rho v_0 = 0,55$  Па·с;  $\rho v_j = 0,77$  Па·с;  $R = 0,3075$  м;  $h = 0,007$  м;  $l = 0,5$  м;  $v_j = 0,003$  м/с. Расчеты показали, что вследствие небольшой толщины движущегося слоя, вид аппроксимации  $v(r)$ , при одних и тех же значениях  $v_0$  и  $v_j$ , слабо влияет на значения проекции скорости  $u(r)$ .

В табл. 3 записаны  $u(r)$ , вычисленные по (5), с учетом (числители) и без учета (знаменатели) просеивания проходовой фракции при фиксированном  $Q$ .

Таблица 3. Значения  $10u(r)$  в м/с, вычисленные при  $v_f = 4 \cdot 10^{-3}$  м/с (числители) и  $v_f = 0$  (знаменатели)

$r^*$	0	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8
$10u(r)$ , м/с	<u>3,428</u> 4,138	<u>3,387</u> 4,083	<u>3,265</u> 3,924	<u>2,803</u> 3,329	<u>2,083</u> 2,429	<u>1,139</u> 1,297

При проведении расчетов в указанных выше исходных данных меняли значения  $h$  и  $v_f$ , полагая  $h = 0,008$  м;  $v_f = 0,004$  м/с с учетом просеивания части смеси и  $v_f = 0$  – без него. Во втором случае толщину движущегося слоя  $h^* \approx 0,0092$  м определили итерациями по формуле (11). Поскольку  $h^* > h$ , то без учета отделения проходовой фракции возросла скорость потока смеси по решетку.

Таким образом, изложенная теория описывает кинетику неоднородного слоя зерновой смеси с разделением на две фракции в ходе сепарирования.

#### Литература

1. Тищенко Л.Н., Ольшанский В.П., Ольшанский С.В. О движении зернового слоя на плоском наклонном виброрешете // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Луцьк: ЛНТУ, 2009. – Вип. 18. – С. 460–468.
2. Тищенко Л.Н., Ольшанский В.П., Ольшанский С.В. О гидродинамической модели движения зерновой смеси по наклонному плоскому решетку // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: Пол. НТУ, 2009. – Вип. 3(25), Т. 1. – С. 181–193.
3. Тищенко Л.Н., Ольшанский В.П., Ольшанский С.В. Гидродинамика сепарирования зерна. – Харків: Міськдруку, 2010. – 174 с.
4. Тищенко Л.Н., Ольшанский В.П., Ольшанский С.В. Виброрешетная сепарация зерновых смесей. – Харків: Міськдруку, 2011. – 280 с.

5. Тищенко Л.Н., Ольшанский В.П., Ольшанский С.В. К расчету движения зерновой смеси по вертикальному цилиндрическому решету вибросепаратора // Вибрації в техніці та технологіях. – 2009. – № 2 (54). – С. 50–55.

6. Тищенко Л.Н., Мазоренко Д.И., Пивень М.В. и др. Моделирование процессов зерновых сепараторов. – Харків: Міськдрук, 2010. – 360 с.

7. Тищенко Л.Н., Абдуева Ф.М., Ольшанский В.П. Сравнение двух способов вычисления коэффициента вибровязкости псевдооживленной зерновой смеси при виброцентробежном сепарировании // Вибрации в технике и технологиях. – 2008. – № 1 (50). – С. 96–100.

8. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1973. – 847 с.

9. Тищенко Л.Н. Интенсификация сепарирования зерна. – Харьков: Основа, 2004. – 224 с.

УДК 631.3.072

М.В. Усенко, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

## **ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ БОРОНИ ГНУЧКОЇ З ПРИВОДОМ ВІД КОЛЕСА**

*Обґрунтовано переваги застосування борони гнучкої з приводом від колеса. Визначено траєкторію руху характерної точки зубу борони гнучкої і сили, що діє на зуб.*

### **БОРОНА ГНУЧКА, ПРИВІД, КОЛЕСО, ЗУБ.**

**Постановка проблеми.** Першою серед операцій, які необхідно провести для вирощування будь-якої с.-г. культури, є операція з основного обробітку ґрунту. В даний час популярним є мінімальний обробіток ґрунту, який поєднує операції оранки і боронування і, відповідно, застосування знарядь для одночасного виконання даних операцій, тобто комбінованих знарядь.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** На сьогоднішній день для виконання операції мінімального обробітку ґрунту набули поширення комбіновані агрегати, а саме плуги з боронами гнучкими обертальними, конструкції яких є досить багато [1, 2]. Ці борони є

модульними, вони виконані у вигляді ланцюга з V-подібними зубами і мають чимало позитивних факторів. Недоліки їх в тому, що вони не мають таких виконавчих робочих органів (зуби), що можуть обертатись при контакті з ґрунтом як в поздовжньо-вертикальній, так і в горизонтальній площинах, не мають регулювань даних робочих органів з різних площинах, не мають примусового обертання, що призводить до неякісного виконання процесу обробітку різноманітних, в основному, вологих і тяжких за механічними складом ґрунтів.

Розробкою конструкції та обґрунтуванням параметрів робочих органів для основного обробітку ґрунту займались багато вчених [3, 4, 5, 6, 7]. Проте багато питань ще залишилися невивченими. Особливо це відноситься до питань, що стосуються теоретичного опису нових конструкцій борін гнучких обертальних.

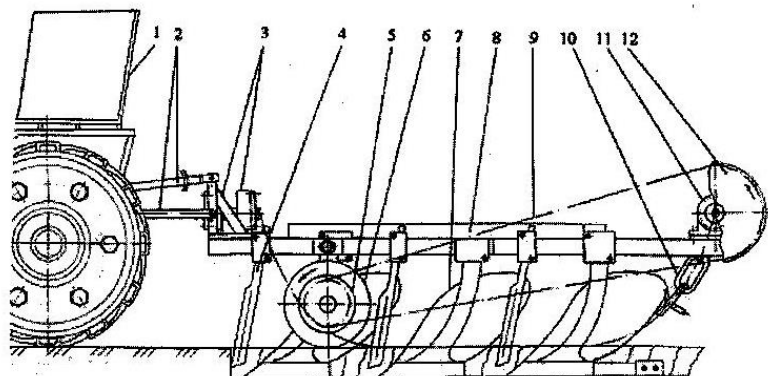
**Мета дослідження.** Визначення траєкторії руху характерної точки зубу борони гнучкою і сили, що діє на зуб.

**Результати дослідження.** Нами запропоновані різноманітні конструкції борін гнучких обертальних [8, 9, 10]. На рис. 1 зображений плуг з бороною гнучкою з приводом від колеса [ 10 ].

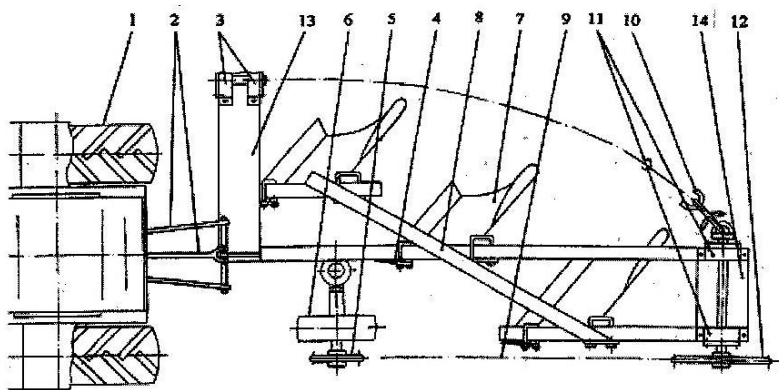
До гряділя хребтової балки 8 жорстко прикріплена втулка, в отвір якої вільно входить і фіксується за допомогою стопорного болта в певному положенні стійка опорного колеса 6, до ступиці якого жорстко прикріплена вісь, на якій жорстко закріплена ведуча зірочка 5. Ведуча зірочка 5 через ланцюг 9 з'єднана з веденою зірочкою 12 (утворюють ланцюгову передачу), яка жорстко прикріплена до одного кінця проміжного вала. Даний вал сидить вільно на задніх опорах 11, наприклад, корпусах підшипників, які жорстко встановлені на задній плиті 14, яка кріпиться на гряділях хребтової балки 8. До другого кінця проміжного вала прикріплений один кінець ланцюгового модуля 10, другий кінець якого прикріплений до веденого вала, який сидить вільно на передніх опорах 3, наприклад, корпусах підшипників, які жорстко встановлені на передній плиті 13, яка кріпиться на гряділях хребтової балки 8. На гряділях хребтової балки 8 кріпляться також ножі 4 і плужні корпуси 7. Даний плуг з бороною гнучкою з приводом від колеса за допомогою механізму навіски 2 приєднується до трактора 1. У разі агрегування даної борони з мотоблоком вона використовується у причіпному варіанті.

Перед початком роботи в залежності від зовнішніх умов встановлюють необхідну глибину занурення плужних корпусів 7 в ґрунт і висоту опорного колеса 6. Далі механізмом навіски 2 трактора 1 плуг з бороною гнучкою з приводом від колеса опускається на ґрунт і агрегат починає рухатись. При русі агрегата опорне колесо 6 за

рахунок зчеплення з ґрунтом обертається і через ведучу зірочку 5, ланцюг 9, ведену зірочку 12, проміжний вал передає крутний момент на ланцюговий модуль 10. Ланцюговий модуль 10 примусово обертається (без зупинки руху) і таким чином обробляє (подрібнює і розпушує) інтенсивно скиби ґрунту, які потрапляють до нього від плужних корпусів 7.



а



б

Рис. 1. Плуг з бороною гнучкою з приводом від колеса: а – вигляд збоку; б – вигляд зверху; 1 – трактор; 2 – механізм навіски; 3 – передні опори; 4 – ножі; 5 – ведуча зірочка; 6 – опорне колесо; 7 – плужні корпуси; 8 – хребтова балка; 9 – ланцюг; 10 – ланцюговий модуль; 11 – задні опори; 12 – ведена зірочка; 13 – передня плита; 14 – задня плита



Примусове обертання ланцюгового модуля 10 безпосередньо в ґрунті, при вході і виході з нього, а також поза ґрунтом за рахунок крутного моменту, що надається від опорного колеса б, забезпечує інтенсивний обробіток ґрунту, самоочищення модуля 10 від налиплого вологого ґрунту і рослинних залишків, а також створює додаткові реакції для посування вперед і, відповідно, підвищення тягового зусилля агрегата.

В даній бороні забезпечено примусове обертання модуля-борони і, відповідно, забезпечено якісне проведення операції щодо обробітку ґрунту.

Розглянемо роботу борони гнучкої з приводом від колеса з теоретичної точки зору.

В конструкції розглядуваної гнучкої борони крім примусового обертання від колеса передбачено вільне кріплення V-подібних зубів так, як описано в конструкції за винаходом [ 8 ]. Отже, маємо, що зуби можуть обертатись при контакті з ґрунтом як в поздовжньо-вертикальній, так і в горизонтальній площинах, а найбільш ймовірним при роботі борони буде їх обертання в перпендикулярній до напрямку руху даної борони (агрегату) площині. Таким чином, характерна точка (кінцева точка зуба борони) здійснює складний рух через обертання, переміщення разом з бороною і в той же час її поперечного переміщення. Поперечне переміщення відбувається через обертання зуба в горизонтальній площині за рахунок реакцій, що виникають при його контакті з ґрунтом.

Визначимо траєкторію руху характерної точки зуба борони або рівняння руху точки кінця даного зуба, коли він контактує з ґрунтом (знаходиться в ґрунті). Логічно, що характерною точкою буде така, що найбільш віддалена від центру обертання і, таким чином, приймаємо за характерну точку одну з крайніх точок V-подібного зуба.

Приймаємо початок координат в точці перетину поздовжньої осі ланцюгового гнучкого модуля і осі  $O$ , яка проходить по осі V-подібного зуба ланцюгового модуля борони. Також вибираємо наступний напрямок осей координат: вісь  $x$  співпадає з напрямком руху борони, вісь  $y$  – горизонтальна, вісь  $z$  направлена вертикально ввєрх (рис. 1).

Як було зазначено вище, V-подібний зуб закріплений вільно до основи ланцюга гнучкої борони і ця обставина ускладнює визначення напрямку обертання даного зуба в ґрунті, враховуючи різноманітність ґрунтів (в яких доводиться працювати бороні і, відповідно, її зубам) за фізико-механічним складом та іншими характеристиками. Оскільки розглядувана борона має примусовий привод, то для даного випадку

приймаємо схему руху (обертання) зубу і, відповідно, його характерної точки, яка описана нижче.

Нехай характерна точка  $A_0$  зубу в початковий момент часу знаходиться на осі  $x$ . Через певний проміжок часу  $t$  точка  $O$  переміститься в положення  $O_1$  і пройде шлях  $Vt$ . За цей самий час  $t$  точка зубу повернеться на кут  $\omega t$  (в площині  $yOz$ ) і на кут  $\beta$  (в площині  $yOx$ ).

Кутову швидкість  $\omega$  повертання зубу в ґрунті можна прийняти такою, що визначається відомою залежністю  $\omega = V/R$ , де  $V$  – швидкість руху машини (борони),  $R$  – відстань від осі борони до крайньої точки зубу. Кут  $\beta$  повороту зубу в ґрунті залежить від кутової швидкості  $\omega$ , але також значною мірою від типу ґрунту за фізико-механічним складом, і звідси він може варіювати в широких границях, оскільки повороту зубу в площині  $yOx$  можуть перешкоджати різноманітні включення (каміння, рослинні рештки і т. д.) в ґрунті. Для практичних розрахунків можна прийняти кут  $\beta$  таким, що приблизно дорівнює куту  $\omega t$ , тобто  $\beta \approx \omega t$ .

Точка  $A_0$  зубу через проміжок часу  $t$  перейде в положення  $A$  і координати даної точки визначаються наступними рівняннями:

$$x_A = Vt + R \cos\omega t \sin\omega t, \quad (1)$$

$$y_A = R \cos\omega t \cos\omega t, \quad (2)$$

$$z_A = -R \sin\omega t. \quad (3)$$

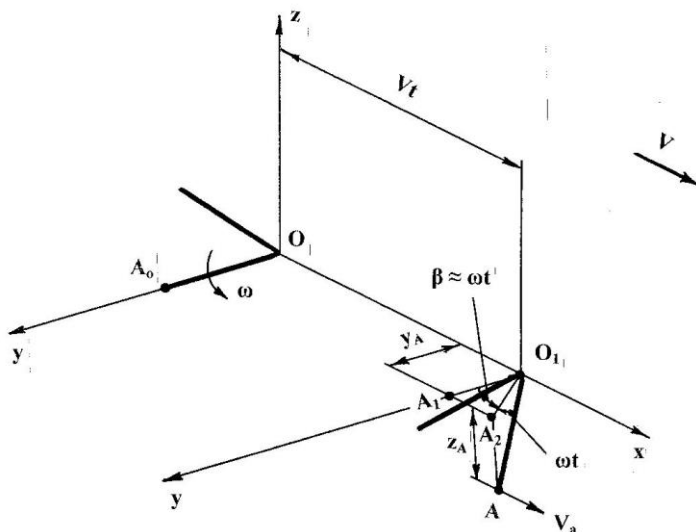


Рис. 2. Схема до визначення координат точки зубу

Якщо колова (лінійна) швидкість провертання зубу борони дорівнює швидкості руху даної борони  $V$ , кут повороту  $\omega t = \varphi$ , то маємо:

$$V = \omega R; t = \varphi/\omega; t = \varphi R/V.$$

Підставляючи  $t$  у вирази для координат (1), (2), (3), отримуємо:

$$x_A = R(\omega t + \cos \omega t \sin \omega t), \quad (4)$$

$$y_A = R \cos^2 \omega t, \quad (5)$$

$$z_A = -R \sin \omega t. \quad (6)$$

Рівняння (4), (5), (6) виражають траєкторію абсолютного руху, що геометрично являє собою частину гвинтової лінії, крок якої тим більший, чим менше  $\lambda$  (кінематичний параметр). Дані рівняння підходять для будь-якої точки зубу.

Для найбільш повної характеристики даного процесу визначимо величину і напрямок абсолютної швидкості  $V_a$  кінцевої точки зубу борони. В напрямку даної швидкості  $V_a$  будуть переміщуватись, в основному, частинки ґрунту і рослинні рештки, що зустрічаються на шляху руху кінцевої точки.

Приймаючи, що вирази (4), (5) і (6) описують траєкторію абсолютного руху будь-якої точки зубу, продиференціюємо їх по  $t$  і отримуємо:

$$dx/dt = 2\omega R \cos^2 \omega t, \quad (7)$$

$$dy/dt = -\omega R \sin 2\omega t, \quad (8)$$

$$dz/dt = -R\omega \cos \omega t. \quad (9)$$

Абсолютна швидкість визначається за формулою:

$$\begin{aligned} V_a &= \sqrt{\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dz}{dt}\right)^2} = \\ &= \sqrt{4\omega^2 R^2 \cos^4 \omega t + \omega^2 R^2 \sin^2 2\omega t + \omega^2 R^2 \cos^2 \omega t} = \\ &= \omega R \cos \omega t \sqrt{5} \approx 2,24 \omega R \cos \omega t. \end{aligned} \quad (10)$$

Для визначення напрямку абсолютної швидкості  $V_a$  в просторі необхідно знати направляючі косинуси, які визначаються за формулами:

$$\cos x = \frac{dx/dt}{V_a} = \frac{dx/dt}{\sqrt{(dx/dt)^2 + (dy/dt)^2 + (dz/dt)^2}}, \quad (11)$$

$$\cos y = \frac{dy/dt}{V_a} = \frac{dy/dt}{\sqrt{(dx/dt)^2 + (dy/dt)^2 + (dz/dt)^2}}, \quad (12)$$

$$\cos z = \frac{dz/dt}{V_a} = \frac{dz/dt}{\sqrt{(dx/dt)^2 + (dy/dt)^2 + (dz/dt)^2}}. \quad (13)$$

Підставляючи відповідні значення з виразів (7), (8), (9) і (10) у вирази (11), (12) і (13), отримуємо:

$$\cos x \approx 0,9 \cos \omega t, \quad \cos y \approx -0,9 \sin \omega t, \quad \cos z \approx -0,45. \quad (14)$$

Приймаючи для борони оптимальні  $R = 0,1$  м і  $\omega \approx 3,3$  рад/с (при швидкості руху агрегата мотоблок з плугом з ланцюговою бороною  $V \approx 1,2$  км/год), отримуємо для кута  $\omega t = 180^\circ$ , що відповідає найбільш важливому моменту виходу зуба з ґрунту, наступні значення визначених вище параметрів:

$$|V_a| \approx 0,74 \text{ м/с}, \quad \cos x = -0,9, \quad \cos y = 0, \quad \cos z = -0,45.$$

Для визначення сил, що діють на зуб борони, можна застосувати теоретичні положення відомих вчених, що займались питаннями взаємодії робочих органів з ґрунтом [3, 4, 5, 6, 7].

Сила  $R_{xz}$  опору ґрунту діє на зуб під деяким кутом  $\psi$  до напрямку руху агрегату (рис. 3). Кут  $\psi$  і сила  $R_{xz}$  змінюються за величиною залежно від кута  $\omega t$  повороту зуба. Але в більшій степені зміна кута  $\psi$  і сили  $R_{xz}$  залежить від типу ґрунту за фізико-механічним складом. Вони можуть варіювати в широких границях, оскільки крім фізико-механічних властивостей повороту зубу можуть перешкоджати різноманітні вclusions в ґрунті у вигляді каміння, рослинних решток і т. д. Сила  $R_{xz}$  розкладається на дві складові:  $R_z$ , що направлена вертикально і  $R_x$ , що направлена по ходу руху агрегату. Сила  $R_z$  може бути направлена як уверх (заглиблення борони погіршується), так і вниз (заглиблення борони покращується). Оскільки сила  $R_x$  направлена по ходу агрегата, то вона зменшує його тяговий опір, дозволяючи таким чином використовувати її з легкими тракторами і особливо з мотоблоками.

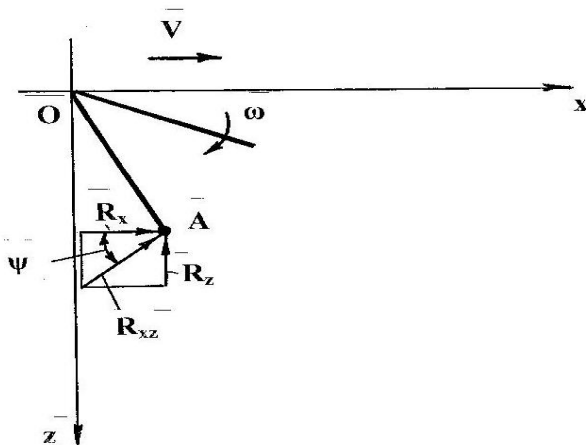


Рис. 3. Сили, що діють на зуб борони

Як виходить з вищеописаного, визначення величини сили  $R_{xz}$  пов'язано з певними труднощами, тому для повного дослідження даного процесу необхідно провести ґрунтовні експериментальні дослідження.

**Висновки** з даного дослідження. Вищеприведений теоретичний аналіз роботи борони гнучкої з приводом від колеса дає можливість визначити траєкторію руху характерної точки зуба борони і сили, що діють на її зуб.

Приведена методика розрахунку може бути використана як окрема методика для проведення важливих розрахунків і як основа для подальших досліджень роботи всієї гнучкої борони та її частин.

#### Література

1. Патент № 17384 Україна, МКВ А 01 В 49/02. Сільськогосподарський агрегат / М.І. Бездольний. – № 95020833. Заявл. 23.02.1995. Опубл. 29.22.1999. Бюл. № 8.
2. Патент № 17395 Україна, МКВ А 01 В 19/02, 49/02. Пристрій для обробітку ґрунту/ М.І. Бездольний. – № 95042032. Заявл. 26.04.1995. Опубл. 28.02. 2000. Бюл. № 1.
3. Канарев Ф.М. Ротационные почвообрабатывающие машины и орудия. – М.: Машиностроение, 1983. – 142 с.
4. Кленин Н.И. и др. Сельскохозяйственные машины. – М.: Колос, 1970. – 456 с.
5. Листопад Г.Е. и др. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. – М.: Агропромиздат, 1986. – 688 с.
6. Синееков Г.Н. и др. Теория и расчет почвообрабатывающих машин. – М.: Машиностроение, 1977. – 328 с.
7. Сисолін П.В. та ін. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. – К.: Урожай, 2001.– 384 с.
8. Пат. № 67581 Україна, МКВ А01В 49/02. Борона гнучка з регульованими зубами / М.В. Усенко та ін. – № 2003109746. Заявл. 30.10.2003. Опубл. 15.06.2004, Бюл. № 6.
9. Пат. № 74089 Україна, МКВ А01В 49/02. Модуль гнучкої борони обертової з розрихляючими зубами / М.В. Усенко та ін. – № 2004031965. Заявл. 17.03.2004. Опубл. 17.10.2005, Бюл. № 10.
10. Пат. № 42099 Україна, МКВ А01В 49/02. Борона гнучка з приводом від колеса / М.В. Усенко та ін. – № 200900007. Заявл. 05.01.2009. Опубл. 25.06.2009, Бюл. № 12.

*Рецензент д.т.н., проф. В.І. Шваб'юк*

УДК 664.121.032.3

© І.А. Фабричнікова

Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П. Василенка

## **ЗНОШЕННЯ НОЖІВ ПРИ РІЗАННІ КОРЕНЕПЛОДУ ЦУКРОВОГО БУРЯКА**

*В статті приведені теоретичні дослідження процесу зношення робочої частини бурякорізальних ножів. Також надані результати виробничих випробувань ножів з різними зносостійкими покриттями.*

### **БУРЯКОРІЗАЛЬНИЙ НІЖ, РІЗАННЯ, ЦУКРОВИЙ БУРЯК.**

**Постановка проблеми.** Галузева наука і практика завжди особливу увагу приділяли питанню одержання високоякісної бурякової стружки, що є необхідною передумовою високоефективної, рентабельної роботи кожного цукрового заводу. Для максимального вилучення цукру коренеплід цукрового буряка зрізується бурякорізальними ножами в стружку ромбовидного перетину. Одним з вирішальних факторів отримання якісної бурякової стружки є якість підготовки, заточування та відновлення бурякорізальних ножів та здатність ножа утримувати задані геометричні параметри максимально довго. Тому вивчення процесу зношення бурякорізальних ножів при різанні буряка в стружку є актуальним і представляє науковий інтерес.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій** показав, що якість бурякової стружки залежить не тільки від якості цукросировини, а ще від стабільності конструкції ножів та стійкості, міцності їх ріжучої поверхні, від методів та якості заточування ножів, від якості ремонту бурякорізок, рівня експлуатації та ін. Довговічність і надійність бурякорізальних ножів залежать, в першу чергу, від матеріалу, способу обробки, зміцнення робочої зони і конструкційної міцності, тобто комплексу всіх характеристик, які впливають на експлуатаційні властивості виробу [1].

Процес різання коренеплоду цукрового буряку в стружку відбувається при великих коливаннях динамічного навантаження на ножі бурякорізок, при активному абразивному зносу та корозії в дифузійному соку. За даними промислових підприємств, до 30–40% інструментів передчасно виходять з ладу через мікро– і макроруйнувань: сколи, викрошування, задири, що вимагає видалення значних об'ємів металу при переточуваннях.

Тому якість бурякорізальних ножів – це, перш за все, зносостійкість, корозійна стійкість, ударна в'язкість та шорсткість поверхонь робочої частини, чітке дотримання конфігурації, гострота ріжучої кромки, мала схильність до заїдань та ін. Для підвищення цих показників існує декілька методів.

З метою збереження гостроти ріжучих кромок ножів в процесі експлуатації розроблені сучасні зносостійкі покриття. Групою науковців ХНТУСГ під керівництвом д.т.н., проф. Скобло Т.С. на базі ХФТІ розробляється технологія вживання плазмової обробки [2], що забезпечує роботу ножів в режимі самозаточування. Плазмове зміцнення сприяє підвищенню стійкості сталі до утворення тріщин.

Науковцями ХНАЗТ під керівництвом проф. Тимофєєвої Л.А розроблений новий спосіб нанесення поверхневого шару на виробі з металів [3] – дифузійне насичення тугоплавкими металами із парів чи електролітів. При цьому методі виникає ефект «заліковування» мікротріщин і дефектів, але зберігається основа будови крупнозернистих інструментальних сталей. Група науковців ХНТУСГ під керівництвом проф. Коломійця В.В. розробили декілька варіантів комплексних способів підвищення стійкості безреберних бурякорізальних ножів [1, 3], намагаючись поєднати переваги різних видів покриттів, що зміцнюють.

Найбільш перспективним для подальших досліджень з метою вдосконалення и майбутнього практичного застосування є поєднання лазерної обробки з хіміко–термічною обробкою тугоплавкими металами із парів (чи електролітів) [3]. При виконанні комплексного зміцнення бурякорізального ножа випадки руйнування ріжучої кромки практично не спостерігаються.

В основу нового способу поставлена задача підвищення стійкості бурякорізальних ножів із інструментальних сталей за рахунок застосування комплексного способу підвищення їх стійкості, який об'єднує швидку лазерну обробку різальної частини ножів, одержання при цьому ультра–дрібного зерна їх матеріалу з одночасною хіміко–термічною обробкою матеріалами у вигляді над дрібного порошку [4].

Проводились виробничі випробування бурякорізальних ножів зміцнених з використанням над дрібного порошку  $\text{SiO}_2$ , ферохрому та двох варіантів сумішей, але найкращим виявився варіант над дрібного порошку  $\text{SiO}_2$ . При ньому швидкість зносу зменшується до 14,17–16,6 мкм/годину, тобто остаточна стійкість бурякорізальних ножів підвищується до трьох разів, що дозволяє збільшити економію бурякорізальних ножів, яка приведе до швидкої окупності

застосування комплексного способу підвищення стійкості бурякорізальних ножів при масовому їх виробництві і використанні в цукровій промисловості України.

На сьогодні фрезеровані безреберні бурякорізальні ножі типу 1011В вітчизняного виробництва виготовляються з високовуглицевої інструментальної сталі марок У7, У7А, У8, У8А, згідно ТУ У 28.6–13400391.001–2002. Форма ріжучої частини ножа має складну, чітко визначену конфігурацію та товщину леза 0,6–0,8 мм. Швидкість зрізання бурякової стружки від 4 до 8,3 м/с.

На Луганському виробничому підприємстві «Суперблок» ріжучі частини ножів загартовують струмом високої частоти (СВЧ) на високочастотній установці та відпускають в камерній електричній печі згідно узгодженого технологічного процесу до твердості HRC<sub>3</sub> 42...50, HRA 75 (HV 412...542). Загартовування СВЧ допускає деформацію ріжучої частини ножа. Враховуючи складну конфігурацію ножа, цей недолік недопустимий, бо впливає на форму поперечного перерізу бурякової стружки та на відсоток браку.

А ножі німецького виробництва фірми «PUTSCH», маючи значно меншу твердість робочої частини ножа (HV 180...190), забезпечують стабільно високу якість стружки. Цей факт надихнув нас дослідити вплив хіміко–термічної обробки на твердість і зносостійкість бурякорізальних ножів.

**Мета дослідження** визначити, як впливає хіміко–термічна обробка на твердість і зносостійкість бурякорізальних ножів та які ще процеси руйнування відбуваються в зоні різання.

В таблицю зведені параметри твердості та порівняльні характеристики ножів для різних видів покриття.

Вимірювання проводились в виробничих умовах фірми «Суперблок» м. Луганськ на приладі для вимірювання твердості металів та сплавів за методом Роквелла моделі ТК–14–250 (ГОСТ 13 407–67) кінцевик алмазний тип НК (ТУ2037 231–78).

Тривалість експлуатації – це сумарна тривалість роботи бурякорізальних ножів між переточками при постійному контролю величини зносу.

Геометричні параметри заточування ножів максимально сприяли підвищенню якості стружки [5]. Зменшення кута торцювання до  $\delta_1 = 63^\circ \pm 2^\circ$  не тільки призводить до подовження ріжучої кромки, а ще дає можливість зменшити кут загострення ріжучої кромки до  $\beta = 9^\circ \pm 1^\circ$ . Поширення фаски до  $b = 1,9...2,2$  мм та збільшення довжини потоншення перової частини до  $l = 20...22$  мм забезпечує плавний



перехід від ріжучої кромки, фаски до жолоба сходу стружки. Все це мінімально травмує бурякову стружку та забезпечує її високу якість.

Таблиця. Параметри твердості ножів для різних видів покриття

№ з/п	Вид покриття ножа	Тривалість експлуатації, години	Швидкість зносу (сер.), мкм/годину	Параметри твердості		
				HRa	HRc	HV
1	Базовий СВЧ	52,5	29,27–42,9	75	48	464
2	СВЧ + альтернатива	78,8	21,98–30,82	72	42	393
3	СВЧ+лазер+ карбо-нітрид Ti	52,25	19,23–81,57	54	–	167
4	СВЧ + Лазер + газодиф. насич.	79,75	14,63–19,63	59	–	200
5	СВЧ+ газодиф. насичення	78,75	13,17–20,55	73	46	428
6	Лазер + SiO <sub>2</sub>	21,0	14,17–16,6	57	–	189

Аналізуючи тривалість експлуатації ножів в період виробничих випробувань, характер пошкоджень ріжучих кромки в сукупності з параметрами твердості, можна побачити наступні залежності.

Ножі з високими параметрами твердості схильні до сколів значних ділянок робочої поверхні при ушкодженні твердими домішками (до 4...6 мм вздовж пера), утворення тріщин між перами, які швидко забиваються рослинними домішками, незначної зміни форми ножа, збільшення радіуса закруглення кромки до 0,071 мм (деякі зразки до 0,141 мм), кута загострення до  $\beta_{zn} = 41^\circ$  та зменшення фаски до 0,95...1,05 мм.

Ножі з більш низькими параметрами твердості (HRA 57...59 та HV 189...200) схильні до зминання верхівок пер, незначних сколів робочої поверхні, але більшої зміни форми ножа при ушкодженні твердими домішками, збільшення радіуса закруглення кромки до 0,052 мм та кута загострення до  $\beta_{zn} = 10^\circ...19^\circ$  та незначного зменшення фаски до 1,47...1,9 мм.

При подальшому зниженні твердості ножі схильні до зминання верхівок пер, закручування ріжучої кромки на передню поверхню ножа, ще більшої зміни форми ножа при ушкодженні

твердими домішками, нерівномірного зменшення фаски та утворення одиничних тріщини на стиках пер. Крім того, виявлені вм'ятини на поверхні, деформація всього ножа.

Вимірювання зразків проводилось на універсальному вимірювальному мікроскопі УВМ – 21 в лабораторії ХНТУСГ.

Таким чином, застосовуючи новий вдосконалений спосіб зміцнення робочої зони ножа, ми отримуємо матеріал з ультрадрібним зерном, значно підвищеною ударною в'язкістю, зносостійкістю та твердістю HRA 57 (HV 189).

В процесі здобуття бурякової стружки ножі затупляються, ушкоджуються твердими та рослинними домішками, що потрапляють з буряком на бурякорізку, кородують в дифузному соку та потерпають від кавітації. При русі коренеплоду буряка в зоні випереджаючої тріщини створюється розрідження – зменшення тиску за рахунок розширення тріщини [6]. Але, як відомо, при зниженні тиску знижується температура пароутворення, тобто рідина закипає при меншій температурі. Наприклад, для водних розчинів при тисках від 532 Па до 2261 Па температура пароутворення змінюється від 4°C до 20°C. Таким чином, в зоні випереджаючої тріщини буряковий сік закипає, тобто утворюються порожнини, заповнені паром, – каверни. Закипання рідини при зниженому тиску і утворення в рідині при її русі порожнин, заповнених паром, називається кавітацією.

На рис.1 показана зона різання (чорним кольором зафарбований буряковий сік).

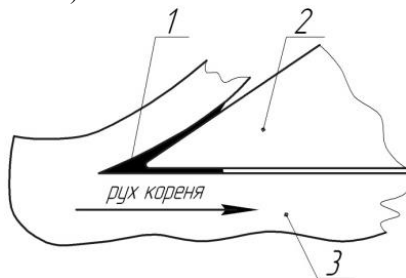


Рис. 1. Зона різання: 1 – випереджаюча тріщина; 2 – ніж; 3 – коренеплід цукрового буряка

На рис.2 показана зона кавітації на поверхні ножа. Видно, що якщо ніж виконати із стоншуванням, то зона кавітації зміститься, не дотикаючись поверхні ножа.

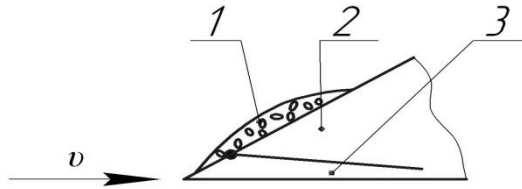


Рис. 2. Утворення кавітації: 1 – зона кавітації; 2 – ніж; 3 – стоншування

Як критерій, що визначає властивості кавітацій профілю (у нашому випадку бурякорізального ножа), застосовують так зване число напруги кавітації:

$$\sigma = \frac{P - P_{\text{к}}}{\rho \frac{v^2}{2}},$$

де  $P$  – тиск при русі коренеплоду, Па;  $P_{\text{к}}$  – тиск паротворення, Па;  $v$  – швидкість, м/с;  $\rho$  – щільність бурякового соку, кг/м<sup>3</sup>.

У нашому випадку для клина з кутом загострення 30°,  $P = 270 \cdot 10^4$  Па,  $P_{\text{к}} = 2,26 \cdot 10^3$  Па і  $v = 5$  м/с отримуємо  $\sigma = 21,6 \cdot 10^4$  Па.

Таким чином, для поліпшення властивостей профілю ножа слід знижувати число кавітації.

Поява кавітації завжди призводить до руйнування металу і появи шумів кавітацій, а також до збільшення опору руху і значно підсилює окислювальну корозію. Але розширення випереджаючої тріщини залежить від кута загострення ножа. Отже, зменшення кута загострення шляхом впровадження вдосконаленої технології заточування ножа приводить до меншого розрідження і, як наслідок, до зменшення кавітаційного руйнування.

Цей висновок частково підтверджує реальний профіль повздожнього перерізу пера бурякорізального ножа зображений на рис. 3.

Універсальний вимірювальний мікроскоп УВМ – 21 дає можливість заміною об'єктивів збільшувати зображення об'єкту в 10, 30 та 50 разів.

Таким чином, результати випробувань доводять перспективність запропонованого способу підвищення зносостійкості ріжучих частин бурякорізальних ножів, доцільність його вдосконалення з подальшим впровадженням у виробництво.

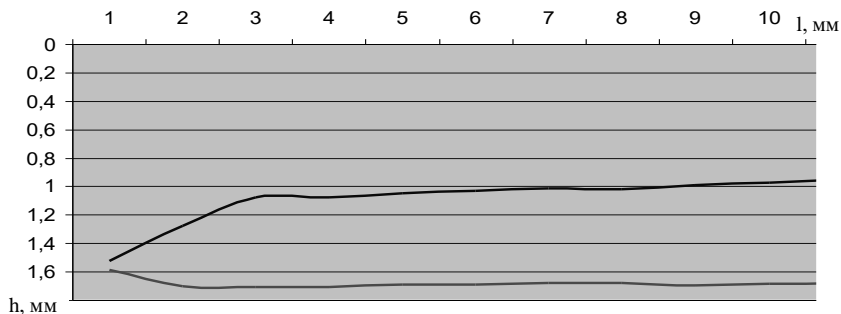


Рис. 3. Реальний профіль повздовжнього перерізу пера

**Висновки.** Таким чином, як показали дослідження, окрім абразивного, механічного та корозійного зношення ножа, існує також кавітація, яка значно прискорює руйнування ріжучого леза ножа. А боротися з цим явищем можна вдосконаленням геометрії і технології заточування ножів та зміцненням робочої частини ножів зносостійкими покриттями.

Розширення випереджаючої тріщини залежить від кута загострення ножа. Отже, зменшення кута загострення шляхом впровадження вдосконаленої технології заточування ножа призводить до меншого розрідження і, як наслідок, до зменшення кавітаційного руйнування.

Запропонований спосіб підвищення зносостійкості бурякорізальних ножів вирішує три важливих завдання. По–перше, він підвищує зносостійкість, корозійну стійкість, ударну в'язкість і тим самим підвищує ресурс ножа, по–друге, він виключає короблення ножа, тобто забезпечує чітке дотримання конфігурації, по–третє, підвищує гостроту ріжучої кромки, покращує шорсткість поверхонь робочої частини ножа та зменшує схильність до заїдань, що покращує якість бурякової стружки.

Вдосконалений спосіб є більш ефективний з точки зору підвищення зносостійкості ножа, має меншу собівартість та суттєво зменшує витрати ножів на цукрових заводах, що призведе до швидкої окупності застосування комплексного способу підвищення стійкості бурякорізальних ножів при масовому їх виробництві і використанні в цукровій промисловості України.

Модернізація технологічного обладнання та впровадження прогресивних технологій для збирання, транспортування і зберігання цукросировини на рівні світових досягнень і норм, забезпечення максимального очищення коренеплодів цукрових буряків від піску,

землі та механічних і рослинних домішок є ефективними заходами підвищення ефективності вітчизняного буряко-цукрового виробництва.

#### Література

1. Фабричнікова І.А. Дослідження способів підвищення зносостійкості бурякорізальних ножів / І.А. Фабричнікова, В.В. Коломієць // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Випуск 59 «Механізація сільськогосподарського виробництва». – Харків, 2007. – С. 394 – 397.

2. Повышение износостойкости ножей для переработки сахарной свеклы в условиях гидроабразивного изнашивания / [Черных Д.И., Скобло Т.С., Науменко А.А. и др.] Materialy vi meznarodm vedecko – prakticka konference «Efektivni nastroje modernich ved – 2010». Di's 21, Technicke vedy. – Прага, 2010. – С. 48 – 51.

3. Патент на корисну модель № 42467 «Комплексний спосіб підвищення зносостійкості бурякорізальних ножів» (Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі 10.07.2009.). Співавтори: Фабричнікова І.А., Коломієць В.В., Тимофєєва Л.А. та ін.

4. Фабричнікова І.А. Вдосконалений спосіб підвищення зносостійкості бурякорізальних ножів / І.А. Фабричнікова, В.В. Коломієць. Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Випуск 75 «Механізація сільськогосподарського виробництва». – Харків, 2008. – С. 564 – 568.

5. Патент на корисну модель № 54635 "Ніж безреберний бурякорізальний" (зареєстрований 25.11.2010р.). Співавтори: Фабричнікова І.А., Квятковський А.Й., Коломієць В.В.

6. Коломієць В.В. Умовия образования стружки при срезании корнеплода сахарной свеклы свеклорезными ножами / В.В. Коломієць, І.А. Фабричнікова // Вісник НТУ «ХП». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Нові рішення в сучасних технологіях. – Харків: НТУ «ХП», 2010. – №46, – С. 267–272.

*Рецензент д.т.н., проф. В.В. Коломієць*

УДК 631.358

© Г. А. Хайліс, д. т. н., З.О. Хопта, М.М. Толстушко, к.т.н.  
Львівський національний технічний університет

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ ПАЛЬЦІВ РОЗПУШУВАЧА З СТЕБЛАМИ ЛЬОНУ**

*У даній статті розглянуто вплив пальців розпушувача на стебла льону, що піднімаються з землі. Складено диференційне рівняння руху стебел та проведено розв'язок аналітичним методом.*

**РОЗПУШУВАЧ, СТЕБЛА, ПАЛЕЦЬ, ТРЕСТА, РОЗСТИЛ, СОЛОМКА, ТРАВА, БАРАБАН, КОНВЕЙЄР.**

**Постановка проблеми.** При приготуванні лляної трести шляхом розстилу соломки, через дощі і намокання стебел, на полі багато уваги приділяється своєчасному відриву соломки від трави, що проросла. Механізований відрив соломки від трави виконується розпушувачем стебел льону, що містять барабани з пальцями, що обертаються у напрямку відриву соломки. У зв'язку з цим велике значення має дослідження робочих органів машин для розпушення стебел льону.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** З даного питання опубліковано ряд робіт як в нашій країні, так і за її межами [1, 2, 3, 4], але теоретичне дослідження взаємодії пальців розпушувача зі стеблами виконано мало, а саме не проаналізована робота пальців в різних умовах.

**Мета дослідження** – дослідити роботу пальців розпушувача при підборі стебел льону з трави.

**Результати дослідження.** Для розпушування стебел льону розроблена машина, яка складається із двох конвейєрів (переднього та вивідного) та грохота, до завдань яких входять відрив стебел від трави, їх протрушування на конвейєрах і грохоті та певне підсушування і вкладання на льоновище.

У конвеєра (рис. 1) розпушувача пальці розміщуються на ланцюзі радіально. Нижня зірочка переднього конвеєра обертається за годинникової стрілкою з кутовою швидкістю  $\omega$  навколо осі  $C$  (центр обертання пальця) перпендикулярно площині руху зірочки. Машина рухається прямолінійно, поступально і рівномірно. Стебла льону лежать на траві і дещо до неї прилипли. Пальці ланцюга під час руху захвачують стебла і переносять їх вперед в сторону руху машини і вгору в напрямку грохота. Таке положення пальця  $AB$  зображено на рис. 1, а.

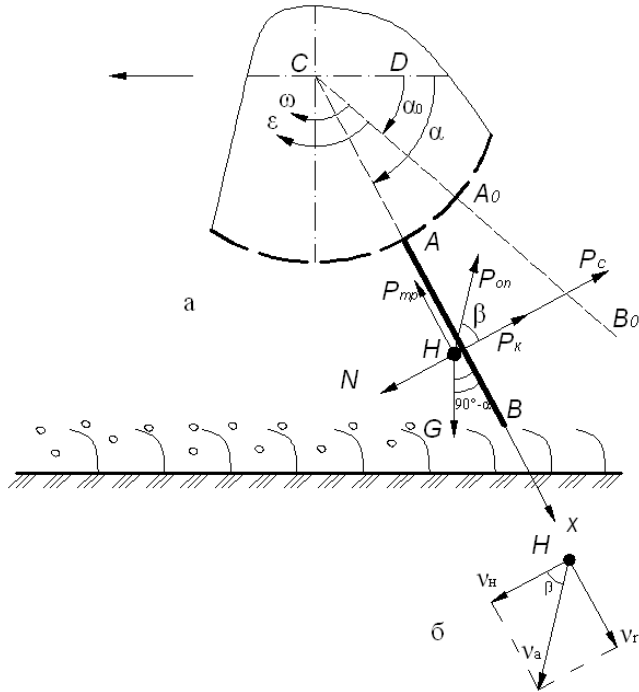


Рис. 1. Схема впливу пальця розпушувача на стебло: а) сили, які діють на стебло; б) складові швидкості руху стебла

Нехай палець  $AB$  в положенні  $A_0B_0$  захватив стебло і під час руху повернувся на кут  $\alpha - \alpha_0$ , де кут  $\alpha$  – значення кута  $DCB$ , який характеризує положення пальця після захвату стебла, а  $\alpha_0$  – значення кута  $DCB_0$  в момент захвату стебла. В результаті цього впливу стебло опинилося в положенні  $H$  на пальці  $AB$ . Для визначення закону даного руху стебла розглянемо спочатку сили, що діють на нього. На стебло діє сила ваги  $\bar{G}$ , нормальна сила тиску пальця на стебло  $\bar{N}$ , сила тертя  $\bar{P}_{тр}$  вздовж пальця, сила опору повітря  $\bar{P}_{on}$  та сили інерції. Даний випадок руху стебла відомий із курсу теоретичної механіки як відносний рух матеріальної точки (стебло льону прийнято за матеріальну точку). Відповідно з вищесказаним диференціальне рівняння руху стебла у векторній формі буде мати вигляд:

$$m\bar{w}_r = \sum \bar{P}_i + \bar{N} + \bar{P}_c + \bar{P}_k, \quad (1)$$

де  $m$  – маса стебла;  $\overline{w}_r$  – вектор відносного прискорення стебла;  $\sum \overline{P}_i$  – геометрична сума заданих сил, що діють на стебло (сила ваги  $\overline{G}$ , сила тертя  $\overline{P}_{mp}$  вздовж пальця та сила опору повітря  $\overline{P}_{on}$ :  $\sum \overline{P}_i = \overline{G} + \overline{P}_{mp} + \overline{P}_{on}$ );  $\overline{N}$  – нормальна сила дії пальця на стебло;  $\overline{P}_c$  – переносна сила інерції;  $\overline{P}_k$  – коріолісова сила інерції.

Розглянемо сили, які діють на стебло, їх величини і напрямок дії.

Сила ваги  $\overline{G}$  направлена вертикально вниз і дорівнює  $mg$ , (де  $g$  – прискорення вільного падіння), сила тертя  $\overline{P}_{mp}$  направлена вздовж пальця протилежно швидкості руху стебла і дорівнює по величині  $f\overline{N}$  (де  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання), сила опору  $\overline{P}_{on}$  повітря направлена протилежно до швидкості руху стебла, сила реакції  $\overline{N}$  направлена зі сторони пальця на стебло перпендикулярно пальцеві. Переносна сила інерції  $\overline{P}_c$  направлена протилежно напрямку кутового прискорення руху пальця, тобто перпендикулярно пальцеві проти прискорення. Коріолісова сила інерції  $\overline{P}_k$  дорівнює по величині добутку маси стебла  $m$  на прискорення Коріоліса. За величиною прискорення Коріоліса являється добутком  $2\omega v_r$ , (де  $\omega$  – кутова швидкість обертання пальця;  $v_r$  – швидкість руху стебла відносно пальця). Направлено прискорення Коріоліса в ту сторону, куди буде направлений вектор відносного руху  $\overline{v}_r$ , якщо його повернути на  $90^\circ$  в сторону кутової швидкості  $\omega$ .

Проведемо вздовж положення пальця  $AB$  рухому вісь  $Cx$  з початком в точці  $C$  (центр зірочки) та з врахуванням того, що дана вісь зв'язана з пальцем і рухається разом з ним. Проектуючи на вісь  $Cx$  рівняння (1) з врахуванням значення  $\sum \overline{P}_i$ , отримаємо:

$$m\ddot{x} = G_x + P_{mpx} + P_{onx} + N_x + P_{cx} + P_{kx}, \quad (2)$$

де  $\ddot{x}$  – проекція відносного прискорення стебла на вісь  $Cx$ , що рівна  $\frac{d^2x}{dt^2}$ , (де  $t$  – час);  $G_x$  – проекція сили ваги на вісь  $Cx$  дорівнює  $mg \cos(90^\circ - \alpha) = mg \sin \alpha$ ;  $P_{mpx}$  – проекція сили тертя на вісь  $Cx$  дорівнює  $fN$ ;  $P_{onx}$  – проекція сили опору повітря на вісь  $Cx$ ; сили



$N_x, P_{cx}$  і  $P_{кx}$  – це проекції сил  $N, P_c, P_k$  на вісь  $Cx$ . Проекції  $N_x, P_{cx}$  і  $P_{кx}$  проєктуються в точку, а тому рівні нулю. Виходячи з вищесказаного рівняння (2) набуде вигляду:

$$m\ddot{x} = G_x + P_{mpx} + P_{onx}. \quad (3)$$

Як вже зазначалося, заданими є такі сили:  $G, P_{mp}, P_{on}$ . Швидкість руху стебла  $v_a$  можна представити як геометричну суму швидкостей руху стебла в переносному русі  $v_n$  плюс швидкість руху у відносному русі  $v_r$  (рис. 1, б) з них  $v_n = \omega x$ , а  $v_r = \dot{x}$ , де  $x = CH$ ;  $\dot{x}$  – перша похідна  $x$  за часом.

Так як ми позначили кут повороту пальця  $\alpha$ , то  $\omega = \frac{d\alpha}{dt} = \dot{\alpha}$ . В результаті отримаємо:

$$v_a = \sqrt{v_n^2 + v_r^2} = \sqrt{(x\dot{\alpha})^2 + \dot{x}^2}. \quad (4)$$

Силу опору повітря можна прийняти рівною  $P_{on} = -kmv_a$ , де добуток  $km$  – величина рівна добутку маси стебла на коефіцієнт  $k$ , який визначається за допомогою досліджень, і має розмірність  $[c^{-1}]$ . Тоді

$$P_{on} = -km\sqrt{x^2\dot{\alpha}^2 + \dot{x}^2}. \quad (5)$$

Переносна сила інерції рівна масі, помноженій на прискорення переносного руху, що дорівнює величині  $CH$ , помноженій на кутове прискорення  $\varepsilon$ . Так як  $CH = x$ , то

$$P_c = mx\varepsilon = mx\ddot{\alpha}, \quad (6)$$

де  $\ddot{\alpha} = \frac{d^2\alpha}{dt^2} = \varepsilon$ .

Коріолісова сила інерції рівна

$$P_k = 2mv_r\omega = 2m\dot{x}\dot{\alpha}. \quad (7)$$

Для визначення сили тертя  $P_{mp}$  необхідно визначити силу реакції  $N$ . Складемо рівняння рівноваги сил, що діють на стебло, і проєктуюмо на вісь, перпендикулярну до осі  $Cx$ , тоді

$$N = P_k + P_c + P_{on} \cos \beta - G \sin(90^\circ - \alpha), \quad (8)$$

$$\text{де } \cos \beta = \frac{v_n}{v_r} = \frac{x\dot{\alpha}}{\sqrt{x^2\dot{\alpha}^2 + \dot{x}^2}}. \quad (9)$$

Так як  $\sin(90^\circ - \alpha) = \cos \alpha$ , то

$$N = P_\kappa + P_c + P_{on} \cos \beta - G \cos \alpha. \quad (10)$$

Підставимо значення  $P_{on}$ ,  $P_c$  і  $P_\kappa$  [формули (5), (6), (7), (9)] в формулу (10) і отримуємо:

$$N = 2m\dot{x}\dot{\alpha} + m\ddot{x}\ddot{\alpha} + km\sqrt{x^2\dot{\alpha}^2 + \dot{x}^2} \cdot \frac{x\dot{\alpha}}{\sqrt{x^2\dot{\alpha}^2 + \dot{x}^2}} - mg \cos \alpha. \quad (11)$$

Виконавши математичні скорочення, отримуємо кінцеве значення сили  $N$ :

$$N = 2m\dot{x}\dot{\alpha} + m\ddot{x}\ddot{\alpha} + kmx\dot{\alpha} - mg \cos \alpha. \quad (12)$$

Знаходимо силу тертя  $P_{mp}$ , що рівна  $fN$ :

$$P_{mp} = fN = f(2m\dot{x}\dot{\alpha} + m\ddot{x}\ddot{\alpha} + kmx\dot{\alpha} - mg \cos \alpha). \quad (13)$$

Підставляємо значення  $P_{mp}$ ,  $G$ , і  $P_{on}$  в рівняння (3), знаходимо:

$$m\ddot{x} = mg \sin \alpha + fm(2\dot{x}\dot{\alpha} + \ddot{x}\ddot{\alpha} + kx\dot{\alpha} - g \cos \alpha) + km\sqrt{x^2\dot{\alpha}^2 + \dot{x}^2} \cdot \sin \beta, \quad (14)$$

де  $\sin \beta = \sqrt{1 - \cos^2 \beta}$ . З врахуванням останньої рівності рівняння (14) матиме вигляд:

$$m\ddot{x} = mg \sin \alpha + fm(2\dot{x}\dot{\alpha} + \ddot{x}\ddot{\alpha} + kx\dot{\alpha} - g \cos \alpha) + \sqrt{1 - \cos^2 \beta} \cdot km\sqrt{x^2\dot{\alpha}^2 + \dot{x}^2}.$$

Скоротивши рівність на  $m$  та відкривши дужки отримуємо:

$$\ddot{x} = g \sin \alpha + 2f\dot{x}\dot{\alpha} + f\ddot{x}\ddot{\alpha} + f kx\dot{\alpha} - fg \cos \alpha + \sqrt{1 - \cos^2 \beta} \cdot k\sqrt{x^2\dot{\alpha}^2 + \dot{x}^2} \quad (15)$$

Отримане диференціальне рівняння руху матеріальної точки (стебло льону) по пальці при його русі разом з пальцем навколо осі  $Cx$ .

Дане рівняння складне. В той же час необхідно врахувати, що при роботі конвейєра палець, який захоплює стебло, веде його за собою і це стебло суттєво не може зміщуватися вгору або вниз відносно пальця. За таких умов швидкість  $v_r$  значно менша за  $v_i$  і не буде великою помилкою, якщо вважати, що  $v_i \gg v_r$ , з врахуванням цього можна з метою спрощення рівняння рахувати, що  $v_r \rightarrow 0$ . Це означає, що  $\sqrt{x^2\dot{\alpha}^2 + \dot{x}^2}$  можна спростити, маючи на увазі, що  $\dot{x} = 0$ , при цьому  $\sqrt{x^2\dot{\alpha}^2 + \dot{x}^2} \approx \sqrt{x^2\dot{\alpha}^2} = x\dot{\alpha}$ ; враховуючи дані спрощення, ми приходимо до диференціального рівняння, справедливого при  $\beta = 0$ :

$$\ddot{x} - g \sin \alpha - 2f\dot{x}\dot{\alpha} - f\dot{x}\ddot{\alpha} - f\dot{k}\dot{x}\dot{\alpha} + fg \cos \alpha - k\sqrt{x^2\dot{\alpha}^2 + \dot{x}^2} = 0. \quad (16)$$

Приймаємо, що зірочка з ланцюгом і пальцями при роботі обертається рівномірно, прискорення виникає лише при пуску машини в роботу та її зупинці, з врахуванням чого можна прийняти, що при роботі конвейєра прискорення  $\ddot{\alpha}$  рівне нулю. Тоді рівняння (16) набуде вигляду:

$$\ddot{x} - g \sin \alpha - 2f\dot{x}\dot{\alpha} - f\dot{k}\dot{x}\dot{\alpha} + fg \cos \alpha - k\sqrt{x^2\dot{\alpha}^2 + \dot{x}^2} = 0. \quad (17)$$

З іншого боку, аналізуючи взаємодію пальця з матеріальною точкою (стеблом) в більшості випадків бачимо, що в нормальних умовах без інтенсивного опору повітря кут  $\beta$  може бути близьким до  $0^\circ$ . Рівність, коли  $\beta = 0$ , досліджена нами аналітичним методом.

Розв'яжемо дане рівняння для випадку, коли  $\beta \rightarrow 0$ .

$$\ddot{x} - 2f\dot{x}\dot{\alpha} - f\dot{k}\dot{x}\dot{\alpha} = g(\sin \alpha - f \cos \alpha). \quad (18)$$

У відповідності з методами розв'язку лінійних диференціальних рівнянь загальний розв'язок можна представити у вигляді:

$$x = x_1 + x_2, \quad (19)$$

де  $x_1$  – загальний розв'язок рівняння без правої частини;  $x_2$  – частковий розв'язок рівняння.

Рівняння без правої частини має вигляд:

$$\ddot{x} - 2f\dot{x}\dot{\alpha} - f\dot{k}\dot{x}\dot{\alpha} = 0. \quad (20)$$

Розв'язок проведемо, використовуючи спосіб заміни змінної.

Нехай  $x_1 = \xi e^{-nt}$ , де  $\xi$  – нова змінна, а  $n = f\omega$ . Диференціюючи по  $t$  це рівняння, отримаємо:

$$\dot{x}_1 = e^{-nt} (\dot{\xi} - n\xi) \text{ і } \ddot{x}_1 = e^{-nt} (\ddot{\xi} - 2n\dot{\xi} + n^2\xi).$$

Підставляючи значення функцій і її похідних в рівняння (20), скорочуючи на спільний множник  $e^{-nt}$  і виконуючи інші скорочення, отримаємо:

$$\ddot{\xi} - 4f\omega\dot{\xi} + 3f^2\omega^2\xi - f\dot{k}\omega = 0. \quad (21)$$

Розв'яжемо це рівняння методом варіації довільних постійних.

Характеристичне рівняння має вигляд:  $r^2 - 4f\omega r + 3f^2\omega^2 - f\dot{k}\omega = 0$ . Коренем даного рівняння буде

$$r_{1,2} = 2f\omega \pm \sqrt{f^2\omega^2 + f\dot{k}\omega}. \quad (22)$$

Рішення рівняння (19) буде:  $\xi = C_1 e^{r_1 t} + C_2 e^{r_2 t}$ , де  $C_1, C_2$  – довільні постійні.

Підставивши в приведене рівняння замість  $\xi$  його значення  $e^{-nt}$  і враховуючи, що  $n = f\omega$ , і знаходимо:

$$x_1 = C_1 e^{\left(f\omega + \sqrt{f^2\omega^2 + fk\omega}\right)t} + C_2 e^{\left(f\omega - \sqrt{f^2\omega^2 + fk\omega}\right)t}. \quad (23)$$

Такий загальний розв'язок рівняння (16), часткове рішення (при  $\alpha = \omega t$ ) шукаємо у вигляді:

$$x_2 = A \cos(\omega t) + B \sin(\omega t), \quad (24)$$

де  $A$  і  $B$  – деякі сталі, які підбираються так, щоб значення  $x$  задовільнило також рівняння (18). Провівши необхідні розрахунки, нами визначені  $A$  і  $B$ :

$$A = \frac{gf}{\omega} \cdot \frac{kf + 3\omega}{(\omega + fk)^2 + 4f^2\omega^2}; B = g \frac{2f\omega^2(kf + 3\omega) - (kf - 3\omega) - 4f^2\omega^2}{\left[(\omega - fk)^2 + 4f^2\omega^2\right](\omega^2 + fk\omega)}.$$

Отже, загальний розв'язок диференційного рівняння (18) має вигляд:

$$\begin{aligned} x = & C_1 e^{\left(f\omega + \sqrt{f^2\omega^2 + fk\omega}\right)t} + C_2 e^{\left(f\omega - \sqrt{f^2\omega^2 + fk\omega}\right)t} + \\ & + \left( \frac{gf}{\omega} \cdot \frac{kf + 3\omega}{(\omega + fk)^2 + 4f^2\omega^2} \cos(\omega t) + \right. \\ & \left. + g \frac{2f\omega^2(kf + 3\omega) - (kf - 3\omega) - 4f^2\omega^2}{\left[(\omega + fk)^2 + 4f^2\omega^2\right](\omega^2 + fk\omega)} \sin(\omega t) \right). \quad (25) \end{aligned}$$

Виконавши диференціювання рівняння (22) по  $t$ , отримаємо першу похідну по часу, тобто швидкість руху стебла вздовж осі  $Cx$ , яка має вигляд:

$$\begin{aligned} \dot{x} = & \left( f\omega + \sqrt{f^2\omega^2 + fk\omega} \right) \cdot C_1 e^{\left(f\omega + \sqrt{f^2\omega^2 + fk\omega}\right)t} + \\ & + \left( f\omega - \sqrt{f^2\omega^2 + fk\omega} \right) \cdot C_2 e^{\left(f\omega - \sqrt{f^2\omega^2 + fk\omega}\right)t} + \\ & + \left[ \omega g \frac{2f\omega^2(kf + 3\omega) - (\omega + fk)^2 - 4f^2\omega^2}{\left[(\omega + fk)^2 + 4f^2\omega^2\right](\omega^2 + fk\omega)} \cos(\omega t) - \right. \\ & \left. - \left( gf \cdot \frac{kf + 3\omega}{(\omega + fk)^2 + 4f^2\omega^2} \sin(\omega t) \right) \right]. \quad (26) \end{aligned}$$

Постійні  $C_1$  і  $C_2$  були визначені за початковими умовами: при  $t=0$ ,  $t_0=0$ ,  $x=x_0$ ,  $\dot{x}=0$ . Підставляючи ці дані (25) та (26) і розв'язуючи отримані рівняння відносно  $C_1$  і  $C_2$ , отримали значення цих величин.

$$C_2 = \frac{x_0 \cdot \left( f\omega + \sqrt{f^2\omega^2 + fk\omega} \right) - \frac{gf}{\omega} \cdot \frac{(kf + 3\omega) \cdot \left( f\omega + \sqrt{f^2\omega^2 + fk\omega} \right)}{(\omega + fk)^2 + 4f^2\omega^2}}{1 - \frac{f\omega - \sqrt{f^2\omega^2 + fk\omega}}{f\omega + \sqrt{f^2\omega^2 + fk\omega}}} \quad (27)$$

$$C_1 = x_0 - \frac{x_0 \cdot \left( f\omega + \sqrt{f^2\omega^2 + fk\omega} \right) - \frac{gf}{\omega} \cdot \frac{(kf + 3\omega) \cdot \left( f\omega + \sqrt{f^2\omega^2 + fk\omega} \right)}{(\omega + fk)^2 + 4f^2\omega^2}}{1 - \frac{f\omega - \sqrt{f^2\omega^2 + fk\omega}}{f\omega + \sqrt{f^2\omega^2 + fk\omega}}} - gf \cdot \frac{kf + 3\omega}{(\omega + fk)^2 + 4f^2\omega^2} \quad (28)$$

**Висновки:** виведене нами диференційне рівняння (18) визначає характер руху стебла під час його захвату пальцями конвейєра машини вздовж пальця і разом з ним, а також визначені умови, за яких стебла будуть підняті з землі і передані в сторону грохота машини. З рівняння (15) отримано рівняння (16) для аналітичного розв'язку даної задачі.

#### Література

1. Льюнуборочные машины/ Хайлис Г. А., Быков Н. Н., Бухаркин В. Н., Васильев Г. К., Можаров Б. П. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.
2. Клинин Н. И., Сакун В. А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. – М. : Колос, 1980. – С. 334 – 338.
3. Хайліс Г. А., Цикалюк Ю. О., До теорії взаємодії пальця підбирача з стеблом// Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. – Вип. 4. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 1998. – С. 156 – 161.
4. Хайліс Г. А., Волошин В. І., Толстущко М. М., Аналіз роботи розпушувача стеблової стрічки льону// Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. – Вип. 14. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2006. – С. 202 – 209.

УДК 631.331

© С.М. Хомич, І.Є. Цизь, к.т.н., С.Б. Артинюк  
Луцький національний технічний університет

## **ФІЗИЧНА МОДЕЛЬ ПНЕВМАТИЧНОГО ПРИСТРОЮ (ЕРЛІФТА) ДЛЯ ДОБУВАННЯ САПРОПЕЛЮ**

*У статті розглянуто фізичну модель пневматичного пристрою (ерліфта) для добування сапропелю під час його роботи із снарядною структурою сапропелелеповітряної суміші.*

### **ФІЗИЧНА МОДЕЛЬ, САПРОПЕЛЬ, ПОВІТРЯ, ПРИСТРІЙ, ДОБУВАННЯ, ПАРАМЕТРИ, СТРУКТУРА, СУМІШ.**

**Постановка проблеми.** Процеси евтрофії озер Волині набули катастрофічних масштабів. Це призвело до втрати озерами своїх функцій. Єдино можливим кардинальним методом їх відновлення є видалення накопичених органічних відкладів – сапропелів. Проте такі заходи стримуються відсутністю промислових зразків пристроїв для добування сапропелів, які б забезпечували економічну ефективність процесу за дотримання екологічних вимог.

**Аналіз останніх досліджень.** Найбільш повно висунутим вимогам відповідає пневматичний пристрій [1], який забезпечує добування сапропелю природної вологості, не містить рухомих виконавчих механізмів, а отже і не призводить до змулювання поверхневого шару відкладів (пелогену), має просту конструкцію і ін.

Проведені лабораторні випробовування даного пристрою [2] підтвердили його ефективність, дозволили обґрунтувати ряд конструктивних та технологічних параметрів, а також отримати математичну модель у вигляді рівняння регресії де функцією відгуку є продуктивність.

Але відсутність цілісної моделі процесу, який здійснюється пневматичним забірним пристроєм не дозволяє розробити інженерну методику розрахунку таких пристроїв із широкою гаммою продуктивностей, для роботи на родовищах різного типу сапропелю та товщини покладів і водного дзеркала.

У той же час аналіз конструкцій ерліфтних установок дозволив виявити значну подібність між процесами, які відбуваються в них із процесом роботи запропонованого пневматичного пристрою. Суттєвою відмінністю між ними полягає у формі змішувача або забірного пристрою, як його прийнято називати у засобах для добування сапропелю.

Ґрунтовні теоретичні та експериментальні дослідження ерліфтних установок для відкачування води із підземних виробок, газового підйому сумішей води із твердими частками проведені В.Г. Гейером, Л.Н. Козиряцьким, В.С. Пашенком, М.Г. Бойко, А.П. Кононенко [3, 4, 5].

Розроблено конструкцію добувного модуля сапропелю та інших донних ґрунтів на основі ерліфтної установки та запропоновано методику розрахунку основних її конструктивних параметрів у працях М.К. Сукача [6].

Проте у даних дослідженнях не враховані особливості формування псевдозрідженої пульпи у забірному пристрої та вплив зміни властивостей сапропелю залежно від його стану та вологості на режими роботи ерліфтної установки і ін.

**Метою роботи** є розробка фізичної моделі пневматичного пристрою (ерліфта) для добування сапропелю.

**Результати досліджень.** Проведені Кононенко А.П. теоретичні та експериментальні дослідження затрат потужності на роботу ерліфтів за різних структур водоповітряної суміші вказують на те, що за даним показником найбільш доцільним є використання снарядної структури суміші [7]. Тому під час розробки фізичної моделі пневматичного пристрою для добування сапропелю зупинимось саме на процесі його роботи на снарядній структурі.

Схема роботи ерліфта для добування сапропелю, відповідно до [1], під час його роботи із снарядною структурою сапропелеповітряної суміші наведена на рис 1. Аналізуючи дану схему з точки зору формування двокомпонентної суміші можна виділити наступні процеси.

Після виходу струменя повітря через отвори кільцевого трубопроводу 3 під деяким кутом до поперечного січення пристрою відбувається передача кінетичної енергії від повітря до частинок сапропелю. Кут виходу струменя повітря у початковий момент рівний куту нахилу осі отворів 2  $\alpha_0$  у кільцевому трубопроводі 3. Далі кут нахилу струменя зростає, швидкість струменя падає, він розпадається на окремі бульбашки та зростає ширина потоку. Тобто має місце насичення шару сапропелю бульбашками повітря і формується так звана бульбашкова структура сапропелеповітряної суміші. Співвідношення у суміші між повітрям та сапропелем прийнято оцінювати об'ємним газовмістом

$$\varphi = V_i / V, \quad (1)$$

де  $V_i$  – об'єм повітря у суміші об'ємом  $V$  .

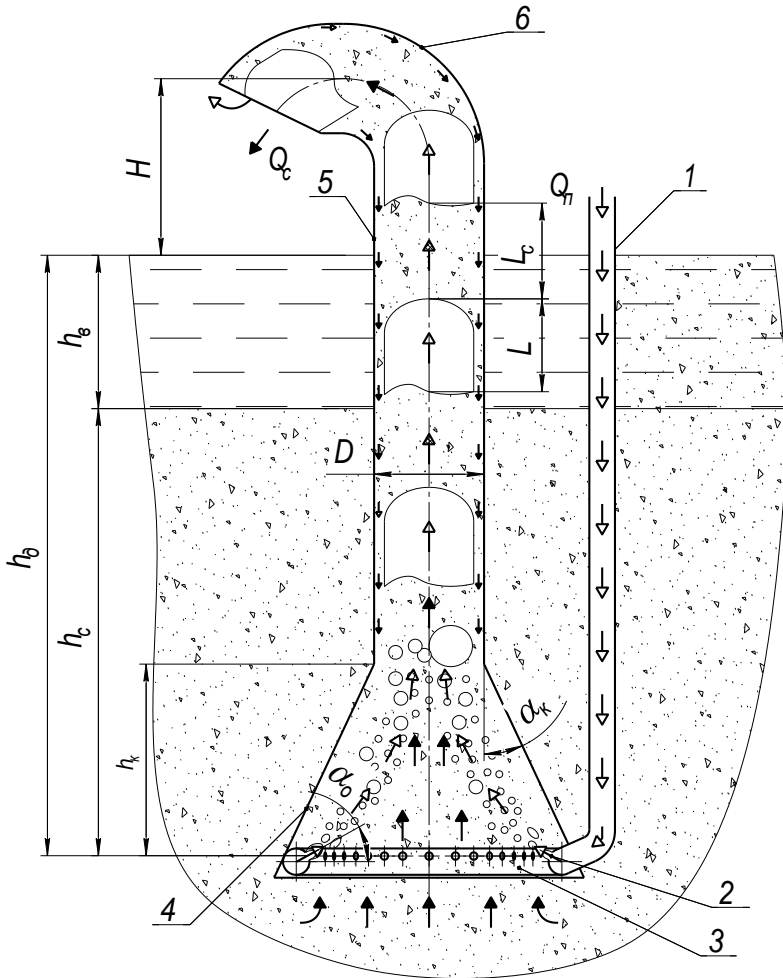


Рис.1. Схема пневматичного пристрою (ерліфта) для добування сапропелю за снарядної структури сапропеле-повітряного потоку: 1-повітропровід головний; 2-радіальні отвори; 3- кільцевий повітропровід; 4-конічний змішувач (забірний пристрій); 5-підйомна труба; 6-коліно

Даний процес також супроводжується поступовим об'єднанням дрібних бульбашок у крупніші. Це пояснюється тим, що відповідно до відомих досліджень швидкості спливання бульбашок



повітря у рідинах дана величина обернено–пропорційна радіуса бульбашки. А тому дрібніші кульки постійно наздоганяють крупніші і спричиняють подальше зростання останніх.

За розглядуваного режиму руху газорідинної суміші у циліндричних трубах виділяють центральний стовп суміші, який здійснює висхідний рух та периферійну зону із низхідним потоком. Під час такого процесу має місце підймання повітря через центральну частину підйимальної труби та захоплення ним рідини, а біля стінок труби – низхідний потік рідини, який загальмовує вертикальне переміщення бульбашок повітря.

Аналізуючи розглядуваний режим руху для кінчної частини пристрою для добування сапропелю (рис.1) можна відмітити певні відмінності від випадку циліндричної труби. Тут матиме місце більш раціональний розподіл бульбашок повітря за перерізом труби, який спричинений узгодженням між кутом відхилення струменя, а у подальшому і потоку бульбашок, від поперечного перерізу труби  $\alpha(h)$  та кутом нахилу твірної конуса  $\alpha_e$ . Тобто, у такому випадку підймання повітря буде здійснюватись спочатку кільцем певної товщини, яке примикає до стінок труби із подальшим зменшенням діаметру центрального отвору аж до нульового значення. Тому периферійна зона із низхідним потоком буде мінімальною, або ж взагалі відсутньою.

Стосовно центрального стовпа можна виділити два наступні випадки. У першому випадку, коли здійснюється підймання сапропелеповітряної суміші циліндричною частиною пристрою 5, а отже і її забір із перехідної зони між кінчною та циліндрично частинами, то і у центральному стовпі матиме місце висхідний потік. У другому випадку, коли підймання суміші циліндричною частиною пристрою 5 не здійснюється (період пуску ерліфта), то у центральній частині стовпа матиме місце низхідний потік сапропелеповітряної суміші. Коли тривалість такого процесу прямує до нуля, то у кінчній частині відбувається лише перемішування суміші та додаткове її насичення повітрям (зростає газовміст), що сприяє пуску пристрою. За більшої тривалості процесу і досягненні газовмісту значення близького до  $\varphi = 1$  відбуватиметься вихід повітря за зовнішні межі кінчного змішувача 4 та його барботаж крізь шар сапропелю та води на поверхню водойми, що є недоцільним.

Відповідно до вищенаведеного, виконання змішувача (забірної пристрою) у вигляді кінчної труби сприяє підвищенню продуктивності пневматичного пристрою для добування сапропелю

загалом, що підтверджено експериментальними дослідженнями [2]. Але тут слід прагнути до максимального узгодження між кутом відхилення струменя (потоків бульбашок) від поперечного перерізу труби  $\alpha(h)$  та кутом нахилу твірної конуса  $\alpha_\epsilon$ .

У той же час бульбашковий режим руху газоповітряної суміші характеризується більшістю дослідників [5, 8], як перехідний і він може виникати за об'ємного газовмісту  $\varphi < 0,2...0,3$ . Такі висновки повністю узгоджуються із наведеною схемою (рис. 1), оскільки зменшення площі поперечного перерізу конічного змішувача із його висотою призводитиме до зростання газовмісту і за  $\varphi > 0,2...0,3$  бульбашковий режим руху буде переходити у снарядний. Розташування зони зміни режиму руху буде залежати від початкового значення об'ємного газовмісту та геометричних параметрів конічного забірної пристрою (змішувача). Доцільність існування бульбашкового режиму руху сапропелеповітряної суміші у конічному забірному пристрої (змішувачі) обґрунтовується необхідністю подрібнення волокнистої структури покладів сапропелю з метою зниження опору на транспортування. Особливо це стосується сапропелю органічного типу із пониженою вологістю.

У циліндричній підймальній трубі 5 діаметром  $D$  (рис. 1), довжиною  $H + h_a = H + h_a + h_n$  (де  $h_a$  – глибина добування сапропелю;  $h_a$  – товщина водного дзеркала водойми;  $h_n$  – товщина шару сапропелю з під якого ведеться добування) за снарядної структури сапропелеповітряної суміші, яка може існувати коли об'ємний газовміст знаходиться в межах  $0,2...0,3 < \varphi < 0,6...0,8$  [8], сапропелеповітряна суміш рухається з приведеною швидкістю  $v_{ci}(z)$ . Але структура потоку не є гомогенною, а складається із великих бульбашок (снарядів) довжиною  $L$ , які рухаються з дійсною швидкістю  $v''(z)$  і сапропелевих пробок довжиною  $L_c$ , що рухаються з дійсною швидкістю  $v'(z)$  та містять газову фазу у вигляді дрібних бульбашок. Снаряди повітря та пробки сапропелю рухаються почергово. У пристінній плівці відбувається зворотній рух сапропелю із швидкістю  $v_i'(z)$ .

Існування того чи іншого виду структури газорідної суміші оцінюється не лише об'ємним газовмістом, але і рядом інших характеристик. До них належать:

– відносне занурення змішувача (конічного забірної пристрою) [3, 5]:

$$\alpha = \frac{h_{\bar{a}}}{h_{\bar{a}} + H} = \frac{h_{\bar{a}} + h_{\bar{n}}}{H + h_{\bar{a}} + h_{\bar{n}}},$$

де  $h_{\bar{a}}$  – геометричне занурення змішувача;  $H$  – висота підіймання сапропелю над поверхнею водойми;

– критерій Фруда [3]

$$F_r = \frac{Q_m \cdot g^{1/4} (\rho' - \rho'')^{3/4}}{\sigma^{3/4}},$$

де  $Q_m$  – об'ємна витрата рідини (сапропелю) на погонний метр змоченого периметру;  $\rho'$  – густина рідини (сапропелю),  $\rho''$  – густина повітря,  $\sigma$  – коефіцієнт поверхневого натягу;

– критерій Кугателадзе [9]

$$k^2 = \frac{\rho'' \cdot v_{\text{крит}}^2}{\sqrt{g \cdot \sigma \cdot (\rho' - \rho'')}}}$$

де  $v''$  – критична швидкість газоподібної фази (повідря), розрахована за загальним січенням труби. Критичною вважають швидкість барботажу, яка відповідає виникненню стійкого газового шару, тобто відтиснення рідини від стінки.

Використовуються також критерії Галілея та Вебера [3].

Наведені характеристики дозволяють визначити початок процесу зміни снарядної газорідинної структури суміші на емульсійну. Даний процес носить кризовий характер та отримав назву „захлинання”. У той же час у відомих дослідженнях не описуються достовірні кількісні оцінки переходу бульбашкового режиму в снарядний. Складність отримання таких залежностей полягає у відсутності кризового характеру зміни структури двофазного потоку та появи снарядного режиму, яка відбувається лише в результаті злиття більш дрібних бульбашок у великі снаряди.

**Висновок.** Таким чином розроблена фізична модель роботи пневматичного пристрою (ерліфта) на основі рис. 1 дозволяє розкрити фізичну суть процесів, які відбуваються у даному пристрої, теоретично обґрунтовує доцільність використання конічного змішувача (забірною пристрою) у ерліфті для добування сапропелю і вказує напрями подальшого удосконалення останнього.

Потребують подальшого дослідження критерії кількісної оцінки переходу бульбашкового режиму у снарядний особливо з точки зору забезпечення ефективної роботи конічної частини пневматичного пристрою для добування сапропелю.

Література

1. Пат. 51535 України, МПК E02F3/08. Забірний пристрій / Цизь І.Є., Хомич С.М. – № u200913475; Заявл. 24.12.2009; Опубл. 26.07.2010. Бюл. №14. – 3 с.
2. Хомич С.М., Цизь І.Є. Дослідження продуктивності пневматичного забірного пристрою для добування сапропелю / Сільськогосподарські машини: Зб. наук. статей. – Вип. 20. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2010. – С. 355–361.
3. Гейер В.Г., Козыряцкий Л.Н., Пашенко В.С., Антонов Я.К. Эрлифтные установки: Учебное пособие. – Донецк: ДПИ, 1982. – 64 с.
4. Бойко М.Г., Козыряцкий Л.М., Кононенко А.П. Землесосні і ерліфтно–землесосні снаряди: Навчальний посібник. – Донецьк: ДонНТУ, 2007. – 296 с.
5. Кононенко А.П. Рабочий процес эрлифта и его моделирование. – Донецк: ГВУЗ „ДонНТУ”, 2010. – 171 с.
6. Сукач М.К. Разработка глубоководных грунтов. – К.: Наукова думка, 1998. – 348 с.
7. Кононенко А.П., Гусак А.Г. Экспериментальное подтверждение влияния вида структуры водовоздушного потока на энергоёмкость эрлифта // Вісник Сумського державного університету. Серія – Технічні науки. – Суми: СДУ. – 2009. – №1. – С. 34–42.
8. Нигматулин Р.И. Динамика многофазных сред. Ч. II. – М.: Наука. Гл. ред. Физ.–мат. лит., 1987. – 360 с.
9. Кутателадзе С.С., Стырикович М.А. Гидродинамика газожидкостных систем. – М.: Энергия, 1976. – 296 с.

*Рецензент д.т.н., проф. О.О. Налобіна*

УДК 631.331

© І.Є. Цизь, к.т.н.; М.М. Поліщук  
Луцький національний технічний університет

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ПОГЛИНАННЯ ВОЛОГИ САПРОПЕЛЮ РІЗКОЮ СОЛОМИ**

*У статті наведено методику та результати дослідження процесу поглинання вологи сапропелю різкою соломи. Наведено математичну модель даного процесу у вигляді рівняння регресії.*

### **САПРОПЕЛЬ, РІЗКА СОЛОМИ, МАСОПЕРЕДАЧА, АДСОРБЦІЯ, РІВНЯННЯ РЕГРЕСІЇ.**

**Постановка проблеми.** Незаперечним є факт позитивного впливу на родючість ґрунтів сапропелевих добрив [1]. Але однією із проблем яка стримує широке виробництво та використання таких добрив є висока природна вологість добутого сапропелю.

Існує широка гамма технологій та технічних засобів, які дозволяють знижувати вологість сапропелю. Вони різняться економічними затратами, продуктивністю, діапазоном вологості, який вони дозволяють знизити, і т.д. Але у більшості випадків для одного і того ж технічного рішення притаманна лише одна позитивна характеристика, а інші, у той же час, перебувають далеко від оптимальних.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Найбільш розповсюдженим способом зниження вологості сільськогосподарських матеріалів, який знайшов застосування і для сапропелів, є сушіння (конвективне, кондуктивне, радіаційно–конвективне і ін.) [2]. Але зважаючи на сучасну вартість енергоносіїв та діапазон у 30–40 % вологості, який необхідно зняти при сушінні, вартість кінцевого продукту (сапропелю вологістю 55–60 %) буде надзвичайно високою.

Іншим відомим та широко пропонованим способом зневоднення сапропелів є механічний віджим у пресах різноманітної конструкції [3]. Дослідження показують, що таким методом вологість сапропелю можна знизити до 76–85%. Опустити нижню межу вологості кінцевого продукту можна лише додаванням до сапропелю коагулянтів [4]. Проте вартість коагулянтів значно підвищує ціну зневодненого сапропелю.

У той же час аналізуючи процеси зниження вологості сапропелю з точки зору теорії масопередачі та масообміну можна зробити висновок, що зниження вологості сапропелю методом

адсорбції також є можливим. Даний вид процесу масопередачі передбачає поглинання компоненту газу, пару чи розчину твердим пористим поглиначем [5]. У той же час дослідження методу адсорбції стосовно сапропелю, як колоїдного розчину, практично не проводились.

Попередні дослідження [6] показали, що у якості адсорбенту можна успішно використовувати побічний продукт рослинництва – солому зернових культур, а саме різку соломи довжиною 10 мм. Такий метод у свою чергу відкриває ще один шлях до утилізації соломи з подальшим її використанням, як відпрацьованого адсорбенту, в якості матеріалу для виготовлення паливних пелет чи основи компостів та поживних ґрунтів.

Але для розробки рекомендацій із промислового використання різки соломи у якості адсорбенту під час зневоднення сапропелю необхідним є дослідження широкої гамми факторів, які визначають ефективність цього процесу.

Тому **метою** даного **дослідження** є отримання математичної моделі процесу поглинання вологи сапропелю різкою соломи у вигляді рівняння регресії, шляхом використання математичного методу планування експерименту.

**Результати досліджень.** Аналіз факторів, які впливають на процес масопередачі між сапропелем та різкою соломи показав, що визначальним є час взаємодії між матеріалами та товщина їх шарів.

Оскільки, попередніми дослідженнями було встановлено, що максимальна ефективність масопередачі має місце на 48 годині взаємодії матеріалів, то було вирішено дослідити процес в околі даного значення з інтервалом  $\pm 12$  год.

Товщина шару соломи та сапропелю у процесі досліджень становила по 10, 15 та 20 мм. Також досліджувався вплив співвідношення між товщинами шарів матеріалів, яке оцінювали коефіцієнтом товщини

$$k = h_1/h_2, \quad (1)$$

де  $h_1$  і  $h_2$  – товщина шару відповідно сапропелю та різки соломи, мм. Значення даного фактору у процесі досліджень становило 0,5; 1,0; 1,5.

Таким чином проводили 3–фактний експеримент із зміною факторів на рівнях, які наведені у табл.

Для скорочення кількості дослідів та отримання закономірності впливу досліджуваних факторів у вигляді рівняння регресії було застосовано математичний метод планування експерименту та здійснено експеримент за симетричним некомпозиційним планом Бокса–Бенкіна другого порядку [7].

Таблиця. Фактори та рівні їх варіювання

Рівні варіювання	Фактори		
	Період взаємодії $T$ , год.	Товщина шару соломи $h_2$ , мм	Коефіцієнт товщини, $k$
	$x_1$	$x_2$	$x_3$
Верхній (+1)	60	20	1,5
Основний (0)	48	15	1,0
Нижній (-1)	36	10	0,5
Інтервал варіювання, $\varepsilon$	12	5	0,5

Планування і проведення експерименту включало наступні етапи:

- кодування факторів;
- складання плану-матриці експерименту;
- рандомізація дослідів;
- реалізація плану експерименту;
- перевірка відтворюваності дослідів;
- розрахунок значень коефіцієнтів регресії;
- оцінка значущості коефіцієнтів регресії;
- перевірка адекватності моделі.

Для кожного дослідів готували різку довжиною 10 мм із соломи озимої пшениці. Середнє значення початкової вологості соломи складало 11,4%.

Підготовка сапропелю полягала у його механічному зневодненні методом компресійного стиску в одометрі приладу КПр 1.РЭ. Така підготовка забезпечувала отримання сапропелю із середнім значенням вологості 85,4%. Використовували сапропель органічного типу добутий на оз. Зяцьке Старовижівського району Волинської області.

Під час проведення дослідів у ємкості вкладали по чергово шар сапропелю та шар різки соломи товщинами визначеними планом експерименту. Тоді ємкості щільно закривали з метою виключення процесу масообміну із оточуючим середовищем (рис. 1), та розміщували у затемненому місці.

Після взаємодії між матеріалами протягом визначеного планом експерименту часу ємкості відкривали та відбирали проби окремо різки соломи та сапропелю для визначення їх вологості. Вологість визначали методом висушування у сушильній шафі СНОЛ – 3,5.3,5.3,5/3 ИЗ із наступним зважуванням зразків на вагах лабораторних ТВЛ–0,5. Числові значення вологості розраховували за формулою:

$$W = (m_{\bar{a}} - m_{\bar{n}}) / m_{\bar{a}} \times 100\%, \quad (2)$$

де  $m_{\bar{a}}$ ,  $m_{\bar{n}}$  – маса зразка матеріалу відповідно до сушіння та сухого матеріалу, г.



Рис. 1. Фото зразків матеріалів під час експерименту

Обробка даних трифакторного експерименту здійснювалась на ПЕОМ розробленою програмою у середовищі Mathcad.

В результаті розрахунку за даною програмою отримали наступні рівняння регресії із факторами у кодованому вигляді:

– для сапропелю

$$W_{\bar{n}\bar{a}\bar{i}\bar{\delta}} = 61,844 - 2,167 \cdot x_1 - 4,821 \cdot x_2 + 4,721 \cdot x_3 - 1,792 \cdot x_1 \cdot x_2 + 3,794 \cdot x_1^2 + 6,719 \cdot x_2^2 + 1,919 \cdot x_3^2; \quad (3)$$

– для соломи

$$W_{\bar{n}\bar{a}\bar{i}\bar{\delta}} = 41,678 + 2,175 \cdot x_1 - 6,242 \cdot x_2 - 3,40 \cdot x_3 + 1,911 \cdot x_1^2 + 1,361 \cdot x_2^2 + 2,644 \cdot x_3^2, \quad (4)$$

де  $x_1$ ,  $x_2$ ,  $x_3$  – кодовані значення факторів відповідно до табл.

Підставивши фактори у натуральному вигляді отримали:

– для сапропелю

$$W_{\bar{n}\bar{a}\bar{i}\bar{\delta}} = 227,566 - 2,1125833 \cdot \bar{\delta} - 10,281 \cdot h_2 - 5,91 \cdot k - 2,986666 \cdot 10^{-2} \times \times T \cdot h_2 + 2,634722 \cdot 10^{-2} \cdot T^2 + 0,26876 \cdot h_2^2 + 7,676 \cdot k^2; \quad (5)$$

– для соломи

$$W_{\bar{n}\bar{a}\bar{i}\bar{\delta}} = 111,905 - 1,09275 \cdot T - 2,8816 \cdot h_2 - 27,952 \cdot k + 1,327083 \cdot 10^{-2} \cdot T^2 + 5,444 \cdot 10^{-2} \cdot h_2^2 + 10,576 \cdot k^2, \quad (6)$$

де  $\bar{\delta}$ ,  $h_2$ ,  $k$  – натуральні значення факторів відповідно до табл.

Для аналізу динаміки зміни продуктивності за рівнянням регресії було побудовано поверхні відгуку та їх двомірні січення (рис. 2, 3).



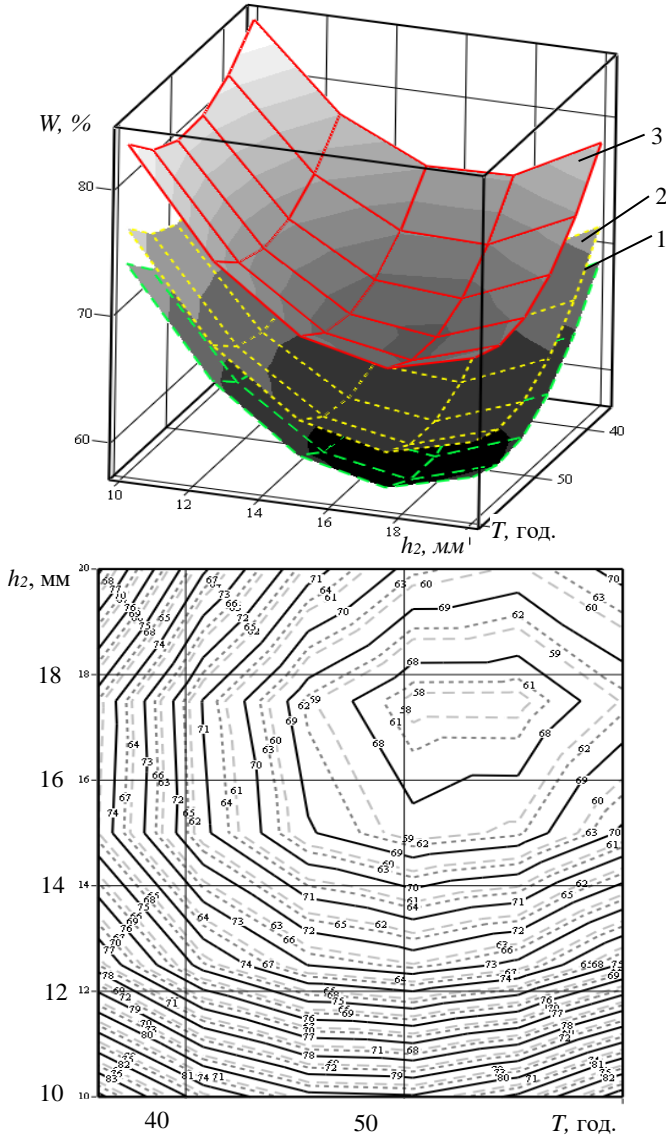


Рис. 2. Залежність зміни вологості сапропелю від періоду взаємодії  $T$  із різкою соломи та товщини шару останньої  $h_2$  за коефіцієнта товщин  $k$ : — (3) –  $k=1,5$ ; ..... (2) –  $k=1,0$ ; ---- (1) –  $k=0,5$

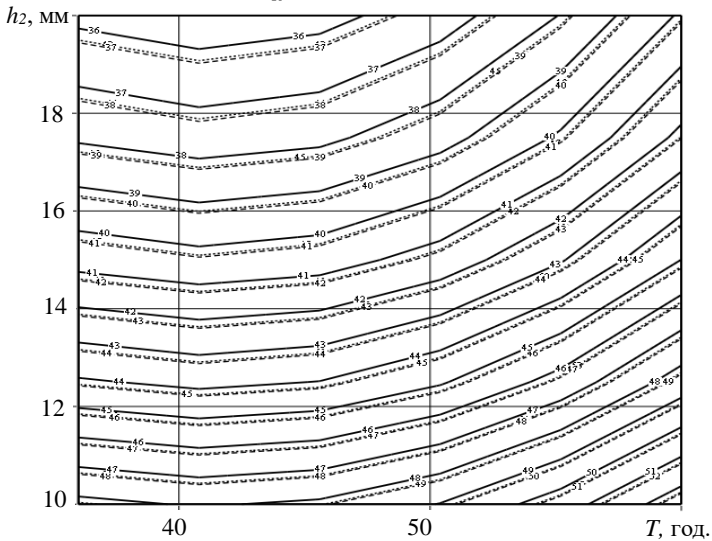
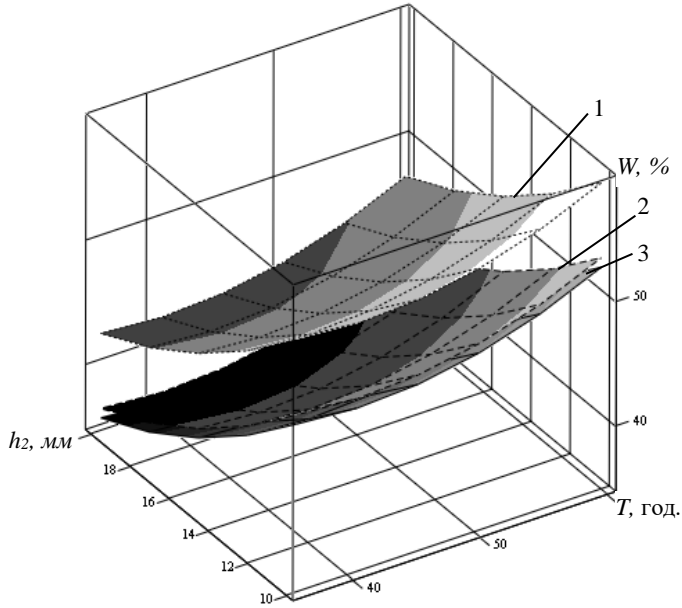


Рис. 3. Залежність зміни вологості різки соломи від періоду взаємодії  $T$  із сапропелем та товщини її шару  $h_2$  за коефіцієнта товщин  $k$ :  
 — (3) —  $k=1,5$ ; ..... (2)  $k=1,0$ ; - - - - (1)  $k=0,5$

**Висновки:**

1. Результати досліджень підтвердили гіпотезу про доцільність використання різки соломи у якості адсорбента для зневоднення сапропелю до вологості 55–60%.

2. Найвища інтенсивність процесу масопередачі спостерігається за товщини шару соломи  $h_2 = 14-18$  мм, періоді взаємодії між матеріалами –  $T = 50-55$  год. та коефіцієнті товщини  $k = 0,5-1,0$ .

3. Максимальне насичення адсорбента (різки соломи) вологою сапропелю може досягати  $W = 50-55$  %.

**Література**

1. Шевчук М. Й. Сапропелі України: запаси, якість та перспективи використання. – Луцьк: Надстир'я, 1996. – 383 с.

2. Грабовець В.В. Кінетика сушіння частково віджатого сапропелю // Сільськогосподарські машини. – 36. наук. ст. – Вип. 15. – Луцьк: Ред. – вид. відділ ЛДТУ, 2007. – С. 88–94.

3. Шимчук О. П. Обґрунтування параметрів модуля для добування озерних сапропелів : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11 / Шимчук Олександр Петрович. – Тернопіль, 2009. – 137 с.

4. Сапропелі Росси – на пользу родине [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.saprex.ru>.

5. Гельперин Н.И. Основные процессы и аппараты химической технологии. М.: Химия, 1981. В двух книгах. – 812 с.

6. Поліщук М.М. Результати дослідження зневоднення сапропелю методом сорбції // Студентський науковий вісник. – Збірник наукових праць студентів та магістрів. – Вип. 2. – Луцьк: РВВ ЛНТУ, 2010. – С. 336–337.

7. Новик Ф.С., Арсов Я.Б. Оптимизация процессов технологии металлов методами планирования экспериментов. – М.: Машиностроение; София: Техника, 1980. – 304 с.

*Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс*

УДК 631.325.35

© І.Є. Цизь, к.т.н.; І.О. Спетрук, І.Л. Озінович  
Луцький національний технічний університет

## **МАШИНА ДЛЯ АКТИВУВАННЯ ГУМІНОВИХ РЕЧОВИН САПРОПЕЛЮ ТА ЇХ ЛОКАЛЬНОГО ВНЕСЕННЯ В ҐРУНТ**

*У статті запропоновано функціональну схему машини для активування гумінових речовин сапропелю та їх локального внесення. Проаналізовано вплив конструктивних параметрів ротора диспергатора–змішувача на міцність ротора, як обертової оболонки.*

### **САПРОПЕЛЬ, ГУМІНОВІ РЕЧОВИНИ, ДИСПЕРГАТОР– ЗМІШУВАЧ, ЛОКАЛЬНЕ ВНЕСЕННЯ.**

**Постановка проблеми.** Світова продовольча криза спонукає аграріїв до пошуку шляхів підвищення врожайності сільськогосподарських культур. Найбільш доступним шляхом є звичайно використання підвищених доз мінеральних добрив. Але усім відомі основні негативні явища які мають місце у такому випадку. Мінімізувати негатив можна поєднанням мінеральних добрив із органічними. Проте внесення органічних добрив пов'язане із значним енергетичним витратами, а також є обмеженим ресурс таких добрив у вигляді ґною тварин.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** У якості альтернативи ґною інтенсивно розробляються технології використання донних відкладів прісноводних озер – сапропелів [1]. До таких технологій належить і виділення баластних та безбаластних гуматів сапропелю [2].

Попередніми дослідженнями встановлено, що основним технологічним прийомом приготування гумінових препаратів є змішування органічної сировини з хімічними реактивами [3]. Також запропоновано конструкцію диспергатора–змішувача для активування гумінового комплексу сапропелю та обґрунтовано його продуктивність [4].

У той же час залишається не вирішеним питання раціонального використання отриманих за даним способом гумінових речовин, а також необґрунтовано значну кількість конструктивно–технологічних параметрів запропонованого диспергатора–змішувача.

Тому **метою дослідження** є розробка функціональної схеми машини для локального внесення баластних гумітів на основі сапропелю та обґрунтування конструктивних параметрів ротора змішувача–диспергатора.

**Результати дослідження.** Ефективність від застосування баластних гуматів сапропелю може бути досягнута при їх внесенні дозою від 3–5 т/га і вище. З такими витратами вносити рідкі добрива серед вітчизняних машин можуть машини марки МЖТ, але вони лише придатні для суцільного внесення. Тому було вирішено розробити функціональну схему машини для приготування та локального внесення гуматів сапропелю на основі машини марки МЖТ.

Для цього у даній машині пропонується додатково розділити герметичною перегородкою цистерну на дві ємкості, встановити диспергатор–змішувач та додаткові насоси подачі гуматів до органів для їх внесення і сапропелю до диспергатора–змішувача, а також у задній частині візка цистерни обладнати механізм навіски.

Розроблена із даним пропозиціями функціональна схема машини наведена на рис. 1.

Робота машини у відповідності до наведеної схеми здійснюється наступним чином. Спочатку здійснюється завантаження ємності 1 сапропелем, а ємності 2 – водою. Завантаження може здійснюватись, як у режимі самозавантаження за допомогою трубопроводу 5 та 21, так і через люки 2 за допомогою сторонніх пристосувань. Після завантаження у сітчасту корзину 3 всипається сухий концентрований реагент (луг) визначеною масою, відкривається вентиль 7 (вентилі 8 та 17 у закритому положенні), вмикається привід відцентрового насоса 13 і відбувається приготування розчину лугу (може поєднуватись із переїздом до місця внесення добрив).

Перед початком приготування та внесення гуматів вентилями 7, 8, 16 та 19 встановлюють визначену продуктивність диспергатора–змішувача (норму внесення). Далі одночасно із початком руху вздовж рядків оброблюваної культури вмикають привід насосів 12, 13, 14 та диспергатора–змішувача. За рахунок цього відбувається подача сапропелю через ковзний циліндр 15 у внутрішню порожнину ротора 10, а далі через радіальні отвори у кільцевий проміжок між ротором 10 та статором 9. Туди ж через відповідні порожнини статора 9 надходить луг. Після взаємодії компонентів вони відводяться через відповідні порожнини статора 9 у колектор гуматів 11. Із колектора 11 гумати відсмоктуються насосом 12 та подаються до розподільника потоку 22.

Для здійснення процесу локального внесення гуматів у міжряддя сільськогосподарських культур із широкорядним способом посіву на задню навіски машини навішується культиватор для догляду за даною культурою із встановленим підживлюючими ножами та іншим стандартним обладнанням (напр. УСМК–5,4Б). А від патрубків розподільника потоку 22 підводяться трубопроводи до кожного

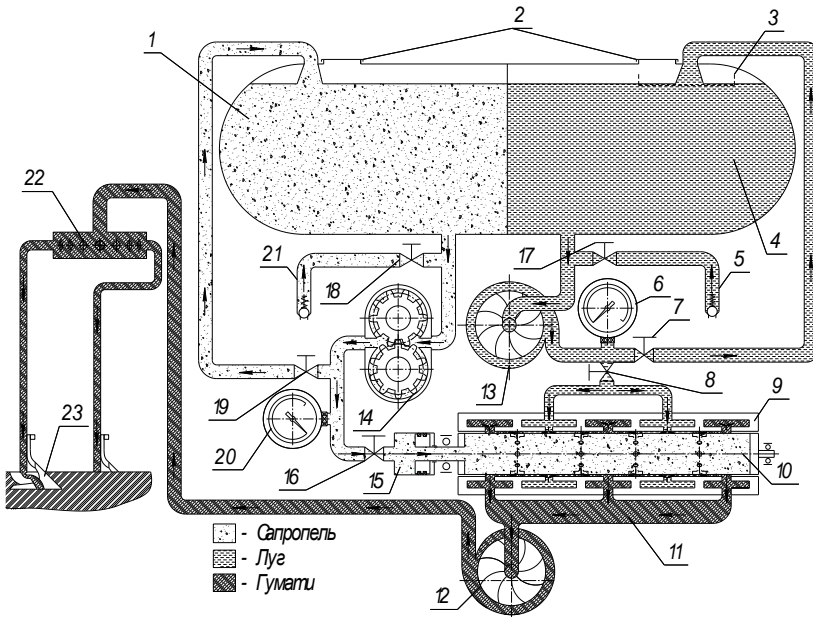


Рис. 1. Функціональна схема машини для приготування та локального внесення баластних гуматів сапропелю: 1, 4—ємкості відповідно сапропелю та лугу; 2—люки; 4—сітчаста корзина; 5, 21—трубопроводи самозавантаження відповідно водою та сапропелем; 6, 20—витратоміри; 7, 8, 16, 17, 18, 19—вентилі; 9—статор диспергатора; 10—ротор диспергатора; 11—колектор гуматів; 12, 13—відцентрові насоси; 14—шестеренчастий насос; 15—ковзний циліндр; 22—розподільник потоку; 23—лапа культиватора

підживлюючого ножа, що забезпечує подавання гуматів безпосередньо у ґрунт. Аналогічно можна забезпечити локальне внесення гуматів під культури із рядковим способом посіву, але без їх заробляння у ґрунт.

Як видно із наведеної схеми (рис. 1) машина комплектується стандартним обладнанням. Новою є лише конструкція диспергатора–змішувача, який у свою чергу містить два основних елементи: ротор – 10 та статор – 9.

Основним елементом ротора диспергатора–змішувача є циліндрична оболонка. Тому під час розрахунку ротор слід розглядати як оболонку, що знаходиться під дією радіального інерційного навантаження, викликаного масою оболонки при обертанні. Оскільки всередині ротора знаходиться сапропель, який у межах вологості 90–98%

можна рахувати в'язкою рідиною, то на стінку оболонки додатково діє також і гідростатичний тиск, обумовлений обертанням цієї рідини. Якщо розглядати ротор, як безмоментну тонкостінну оболонку без врахування крайових ефектів, то радіальними напруженнями можна знехтувати. Тому колові нормальні напруження будуть рівні сумі напружень від дії на оболонку ротора тиску рідини  $p_0$  та сили інерції маси оболонки ротора. На основі рівняння Лапласа можна записати вираз для визначення нормальних колових напружень  $\sigma_r$  залежно від тиску  $p$  на внутрішню поверхню оболонки для випадку циліндричної оболонки радіусу  $r$  та товщини  $s$

$$\sigma_r = p \cdot r / s . \quad (1)$$

Знайдемо тиск на внутрішню стінку від дії шару сапропелю, що обертається з ротором, нехтуючи при цьому дією сил тяжіння. Для цього скористаємось методом запропонованим Соколовим В.І. для розрахунку роторів центрифуг та сепараторів [5].

Нехай зовнішній радіус шару рідини дорівнює  $r_0$ , внутрішній –  $r_1$ , його висота –  $H$  (рис. 2). На циліндричний шар сапропелю елементарної товщини  $dr \rightarrow 0$  радіусу  $r$  діє радіальна сила

$$df = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot H \cdot \rho_c \cdot \omega^2 \cdot r \cdot dr , \quad (2)$$

де  $\rho_c$  – густина сапропелю,  $\text{кг/м}^3$ ;  $\omega$  – кутова швидкість обертання ротора,  $\text{с}^{-1}$ .

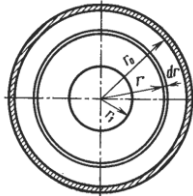


Рис.1. Схема поперечного перерізу ротора змішувача-диспергатора

Відносячи  $df$  до площі поверхні елементарного шару радіусу  $r$ , отримуємо тиск

$$dp = \rho_c \cdot \omega^2 \cdot r \cdot dr .$$

Інтегруючи ліву частину отриманої рівності у межах від нуля до  $p$  (тут  $p$  – тиск на відстані  $r$  від осі ротора), а праву частину – від  $r_1$  до  $r$ , знаходимо

$$p = \rho_c \cdot \omega^2 \cdot (r^2 - r_1^2) / 2 . \quad (3)$$

Підставляючи в останню рівність замість  $r$  величину  $r_0$ , отримуємо вираз для визначення тиску сапропелю на внутрішню стінку ротора

$$p = \rho_c \cdot \omega^2 \cdot (r_0^2 - r_1^2) / 2. \quad (4)$$

Помноживши і розділивши праву частину виразу (4) на  $r_0^2$ , отримаємо

$$p_0 = \rho_c v^2 \psi / 2, \quad (5)$$

де  $v$  – колова швидкість точок внутрішньої стінки ротора;  $\psi = (r_0^2 - r_1^2) / r_0^2$  – ступінь заповнення ротора. Для досліджуваних умов можна рахувати, що  $\psi \approx 1$ .

Таким чином складова нормальних напруження від дії на оболонку ротора тиску рідини  $p_0$  буде становити

$$\sigma_{t1} = \rho_c g^2 \psi r_0 / (2s). \quad (6)$$

Оскільки у поперечному перерізі ротор диспергатора можна розглядати, як диск, що обертається із певною кутовою швидкістю, то другу складову визначимо з рівняння для визначення радіальних напружень, що виникають у обертовому диску (приймаючи  $r_0/R \approx 1$ , тут  $R$  – зовнішній радіус ротора)

$$\sigma_{i2} = \omega^2 \rho r_0^2. \quad (7)$$

Таким чином, сумарне колове напруження в циліндричній оболонці ротора

$$\sigma_i = \frac{\rho_c g^2 \psi r_0}{2} \frac{r_0}{s} + \rho \omega^2 r_0^2 = \left( \frac{\lambda \psi r_0}{2s} + 1 \right) v^2 \rho, \quad (8)$$

де  $\lambda = \rho_c / \rho$ ; (тут  $\rho$  – густина матеріалу ротора).

Оскільки доведено [5], що колова напруга в циліндричній оболонці ротора більша за осові напруження  $\sigma_m$  спричинені тиском на днище ротора, то застосувавши теорію міцності найбільших дотичних напружень отримаємо у нашому випадку  $\sigma_1 = \sigma_i$ ;  $\sigma_2 = \sigma_m$ ;  $\sigma_3 = 0$ .

Отже,  $\sigma_{\text{дв}} = \sigma_i$ . Підставляючи в цю рівність  $\sigma_i$  з рівняння (8) і розв'язуючи отриману рівність щодо величини, яка характеризує граничну колову швидкість, оболонки ротора  $g_p$ , за якої еквівалентне напруження в небезпечній точці буде рівне межі текучості матеріалу, отримаємо

$$g_p = \sqrt{\sigma_T / \left( \frac{\rho_c r_0 \psi}{2s} + \rho \right)}, \quad (9)$$

де  $\sigma_T$  – межа текучості матеріалу ротора.

Позначимо коефіцієнт запасу міцності через  $n$ , тоді з останнього рівняння знайдемо товщину стінки



$$s = \frac{\rho_c \psi r_0 \mathcal{G}^2}{2(\sigma_0/n - \rho \mathcal{G}^2)} = \frac{r_0 \lambda \psi}{2[Ne - 1]}, \quad (10)$$

де  $Ne = \sigma_T / (\mathcal{G}^2 \rho n)$ . (11)

Відношення величин  $\sigma_p / (\mathcal{G}^2 \rho)$  називають критерієм міцності роторів (тут  $\sigma_p$  – напруга в стінках ротора при руйнуванні).

Розрахунок товщини стінки ротора диспергатора було проведено за формулою (10), у середовищі Mathcad. За розрахованими значеннями побудовані графічні залежності (рис.3).

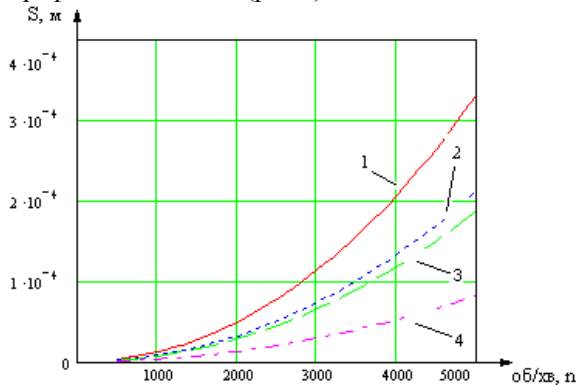


Рис. 3. Графік залежності товщини стінки від частоти обертання ротора диспергатора при  $r=0,06$  м для матеріалу ротора: 1 – Ст 5; 2 – Сталь 35; 3 – Сталь 45; 4 – Сталь 40X

Під час розрахунків приймали:

$$\lambda = \rho_n / \rho = 1,1/7,8 = 0,14;$$

де  $\rho$  – густина матеріалу ротора,  $\rho = 7,8 \cdot 10^3 \text{ } \hat{e} \tilde{a} / \text{ } \hat{i}^3$ ;  $\rho_n$  – густина сапропелю,  $\rho_n = 1,1 \times 10^3 \text{ } \hat{e} \tilde{a} / \text{ } \hat{i}^3$ ;  $k=2$  – коефіцієнт запасу міцності.

Матеріал ротора: Ст 5 із  $\sigma_{T1} = 210 \cdot 10^6$  МПа; Сталь 35 із  $\sigma_{T2} = 320 \cdot 10^6$  МПа; Сталь 45 із  $\sigma_{T3} = 360 \cdot 10^6$  МПа; Сталь 40X із  $\sigma_{T4} = 800 \cdot 10^6$  МПа.

Радіус рідини, який рівний внутрішньому радіусу ротора  $r_0$  у діапазоні  $r=0,03..0,06$  м.

Швидкість ротора  $\mathcal{G}$  виражену через частоту обертання вала ротора  $n$  та радіус внутрішньої порожнини ротора

$$\mathcal{G} = \pi n r_0 / 30. \quad (12)$$

задавали у діапазоні значень  $n=500..5000 \text{ об} \cdot \text{хв}^{-1}$ , який рівний частоті обертання вала відбору потужності трактора з урахування передатного відношення механічної передачі, яка може додатково встановлюватись у механізмі приводу.

**Висновки.** Запропонована схема машини для приготування гуматів сапропелю та локального їх внесення дозволяє розширити діапазон використання такого цінного органічного ресурсу як сапропель, знизити енергетичні показники процесу їх внесення.

Отримані графічні залежності товщини стінки ротора диспергатора–змішувача показують, що у досліджуваному діапазоні факторів товщина стінки ротора не перевищувала 0,4 мм. Тобто товщина стінки ротора визначається лише технологічністю його виготовлення. Також недоцільним є застосування якісних конструкційних та легованих сталей для виготовлення ротора, оскільки це лише вплине на зростання вартості ротора, а виготовлення його зі сталі звичайної якості Ст 5 забезпечує виконання умови міцності при згадуваній товщині стінки ( $s < 0,4 \text{ мм}$ ) при усіх можливих режимах роботи диспергатора.

#### Література

1. Дідух В.Ф., Цизь І.Є. Особливості сільськогосподарського виробництва зони Полісся / Загальнодержавний міжвідомчий науково–технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин / КНТУ, 2005, випуск 35, 1. – С. 96–100.
2. Гуминовые удобрения, теория и практика их применения. – К. : Урожай, 1968. – 387 с.
3. Цизь І., Величко В. Дослідження впливу способу обробки на виділення гумінових кислот із сапропелю. / Вісник Львівського аграрного університету: Агрономія. Львів: Львів. Держ. Агро університет, 2007. – №11. – С. 469–474.
4. Цизь І., Величко В., Олейник І. Конструкція установки для здійснення процесу екстрагування гумінових речовин із сапропелю. / Вісник Львівського національного аграрного університету: Агро інженерні дослідження. Львів: Львів. нац. агро університет, 2008. – №12. – С. 465–471.
5. Соколов В.И. Основные расчеты и конструирование машин и аппаратов пищевого производства: Учебник для втузов. – М.: Машиностроение, 1983. – 447 с.

*Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс*

УДК 621.43–44

Ю.О. Цикалюк, к.т.н.  
Мирогощанський аграрний коледж  
С.Ф. Юхимчук, к.т.н.  
Луцький національний технічний університет

## **ДОСЛІДЖЕННЯ УМОВ ПУСКУ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ**

*У статті наведено результати теоретичних і експериментальних досліджень процесу і умов запуску двигуна внутрішнього згорання. Визначенні залежності наростання тиску оливи в системі мащення двигуна від частоти і часу обертання колінчастого вала та проведений їх аналіз.*

### **ДВИГУН, ОЛИВА, ПАЛИВО, ПУСК.**

**Постановка проблеми.** Після зупинки працюючого двигуна значна частина оливи йде з системи мащення. При пуску ж із-за великого тертя залишок його в підшипниках розріджується і витікає, а оливи, що знов поступає, виявляється недостатньо, і вони працюють в режимі граничного тертя.

У зимових умовах тривалість роботи дизеля при недостатчі оливи значно збільшується. Холодна олива погано прокачується, доступ її до вузлів тертя при пуску утруднений, у зв'язку з чим різко зростає інтенсивність зносу деталей.

Для зменшення періоду масляного голодування перед пуском рекомендується прокачувати моторну олива тим або іншим способом до створення в системі мащення необхідного тиску. Але це пов'язано з додатковими конструктивними рішеннями і значними витратами засобів і матеріалів.

**Мета дослідження:** нагнітання оливи в систему мащення з одночасним прокручуванням колінчастого вала можна здійснити методом затримки подачі палива в циліндри двигуна.

**Аналіз досліджень і публікацій.** Спостереження показують, що, при температурі мінус 20° С наростання тиску в корінних підшипниках двигуна Д–240 спостерігалось лише через 72 сек. після початку прокручування колінчастого вала. Час встановлення тиску в масляному шарі підшипників від моменту пуску складає близько 28 сек., а встановлення гідродинамічного режиму їх роботи при стійкій частоті обертання колінчастого вала двигуна відбувається приблизно через 170 сек. при температурі оливи в картері плюс 60° С.

Було встановлено, що при провертанні колінчастого вала на малих оборотах без подачі палива має місце створення масляної плівки по всій поверхні підшипника і шийки, колінчастого вала.

**Результати дослідження.** При проведенні експериментальної роботи на підтвердження доцільності застосування передпускової затримки подачі палива за критерій була прийнята сума обертів колінчастого вала двигуна до досягнення допустимого мінімального тиску в масляній системі.

Для експерименту був вибраний двигун Д-240, відпрацювавши 2000 мотогодин. Номінальна частота обертання колінчастого вала двигуна — 2200 об/хв.

Випробування проводилися в такому порядку. За допомогою акселератора відключалася подача палива і двигун прокручувався пусковим пристроєм до появи допустимого мінімального тиску оливи (0,15 МПа), після чого проводився його пуск, спочатку при температурі оливи 16 — 18° С, а потім при 45—50° С. Потім випробування повторювали при тих же параметрах, але при включеній подачі палива.

Пусковий двигун ПД-10У розгонить основний двигун до пускової частоти обертання колінчастого вала (250 об/хв) за 5 секунд. Після запуску дизель розвиває номінальну частоту обертання 2200 об/хв за 4 секунди.

Досліди проводилися з триразовою повторністю.

За даними спостережень була побудована графічна залежність наростання тиску оливи в системі мащення двигуна від частоти і часу обертання колінчастого вала (рис. 1). Точка  $N_1$  на графіку відповідає мінімальному допустимому тиску оливи при затримці подачі палива, а точка  $D_1$  — тому ж тиску, але без затримки палива.

Криві 3 і 6 показують ступінь наростання тиску в системі мащення залежно від часу і частоти обертання колінчастого вала двигуна.

Сумарну частоту обертання колінчастого вала в обох випадках можна визначити графоаналітичним способом.

Для випадку із затримкою подачі палива  $\sum n_j = OAA_jO + A_jANMA_j$ ,

$$\text{де } OAA_jO = \frac{n_{i1} + 0,5 \cdot t_p}{60} = \frac{n_{cp} \cdot t_p}{60}, \quad A_jANMA_j = \frac{n_{i1} \cdot (t_{min_j} - t_p)}{60}$$

$n_{min} = 250$  об/хв — номінальна пускова частота обертання колінчастого вала;

$t_p = 5$  сек. — час розгону;

$n_{cp} = \frac{n_{i1} + n_0}{2}$  середня розгінна частота обертання колінчастого вала (об/хв);  
 $n_0=0$  — початкова частота обертання колінчастого вала (об/хв);  
 $t_{min1} - t_p$  — час провертання колінчастого вала основного двигуна при номінальній пусковій частоті обертання (сек.);  
 $t_{min1}=13$  сек.— середній час від початку провертання колінчастого вала двигуна до появи допустимого мінімального тиску в системі мащення.

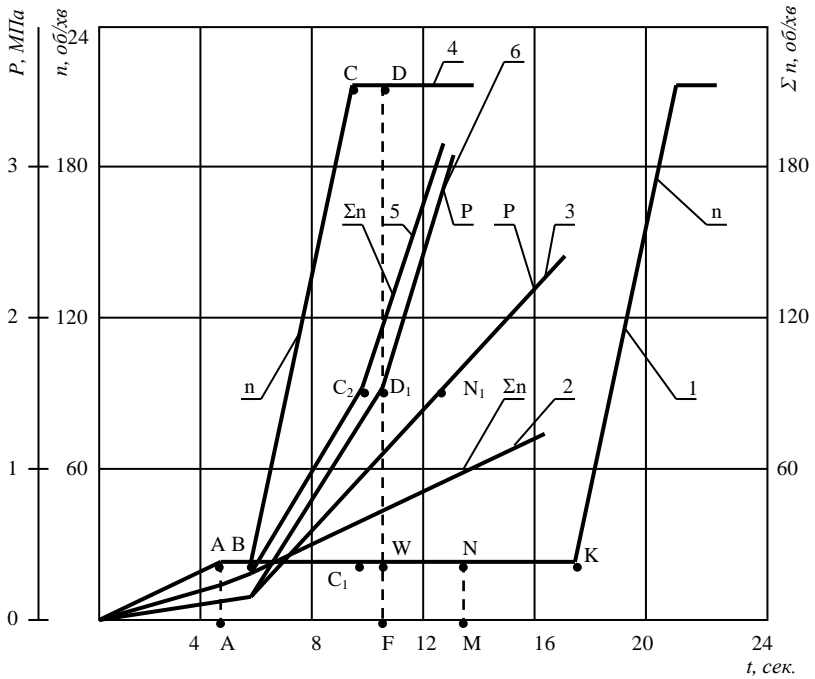


Рис. 1. Залежність наростання тиску оливи в системі мащення двигуна від частоти і часу обертання колінчастого вала: 1, 2 і 3 — із затримкою подачі палива; 4, 5 і 6 — без затримки подачі палива

Підставивши ці значення в початкову формулу, отримаємо:

$$\sum n_1 = \frac{n_{i1} + n_0}{2 \cdot 60} \cdot t_p + \frac{n_{i1} \cdot (t_{min1} - t_p)}{60} = 43,6 \text{ об.}$$

При затримці подачі палива:

$$\sum n_2 = OAA_1O + AWFA_1A + BCDBW ,$$

де  $AWFA_1A = \frac{n_{i\bar{i}} \cdot (t_{min_2} - t_p)}{60}$ ;  $BCDBW = BCC_1B + CDWC_1C$ ;

$$BCC_1B = \frac{n_i - n_{i\bar{i}}}{2 \cdot 60} \cdot t_{p\bar{a}}; CDWC_1C = \frac{(n_i + n_{i\bar{i}}) \cdot (t_{min_2} - t_3 - t_{p\bar{a}})}{60},$$

$t_{min_2} = 11,5$  сек. — середній час від початку провертання колінчастого вала двигуна до появи допустимого мінімального тиску в системі мащення;  $t_3 = 6$  сек.—середній час від початку провертання колінчастого вала двигуна до запуску;  $n_n = 2200$  об/хв. — номінальна частота обертання колінчастого вала двигуна;  $t_{p\bar{d}} = 4$  сек. — час розгону основного двигуна після запуску;

Отже,

$$\begin{aligned} \sum n_2 = & \frac{n_i + n_0}{2 \cdot 60} \cdot t_p + \frac{n_{i\bar{i}} \cdot (t_{min_2} - t_p)}{60} + \frac{n_i - n_{i\bar{i}}}{2 \cdot 60} \cdot t_{p\bar{a}} + \\ & + \frac{(n_i + n_{i\bar{i}}) \cdot (t_{min_2} - t_3 - t_{p\bar{a}})}{60} = 151,2 \hat{a} / \tilde{a}. \end{aligned}$$

З графіка видно, що точка N завжди лежить на прямій АК, оскільки запуск двигуна відбувається після появи допустимого мінімального тиску в системі мащення.

Точка D, яка відповідає допустимому мінімальному тиску на лінії розгону і роботи двигуна, лежить на прямій CD, що відповідає номінальній частоті обертання колінчастого вала, тобто набагато вище, ніж в першому випадку.

Ці точки є проєкціями точок N<sub>1</sub> і D<sub>1</sub> і характеризують час, за який тиск досягає допустимої мінімальної величини на відповідних лініях.

Очевидно, що площа ОАИМО менша, ніж площа ОАВСДФО, а отже, і сумарна частота обертання колінчастого вала в першому випадку менша, ніж в другому. Це підтверджують і розрахунки.

Таким чином, можна відзначити, що число оборотів колінчастого вала в умовах граничного мащення в 3—3,5 рази більше у випадку без затримки подачі палива.

За умовами пуску двигун з вихрекамерним сумішоутворюванням можна запустити при 120—150 об/мин, а з безпосереднім вприском — при 90—125 об/хв колінчастого вала. Максимальна частота обертання, яку може забезпечити пусковий двигун, знаходиться в межах 250—300 об/хв. Виходячи з цього, можна

очікувати, що двигун запуститься на лінії ОА, у зв'язку з чим площа ОАВСДФО зростає, що більш негативно позначиться на роботі двигуна.

При низьких температурах в'язкість оливи, а отже, і її прокачуваність, погіршуються, точки N і D графіці перемістяться вправо. Приріст площі, а значить, і сумарна частота обертання колінчастого вала при пуску двигуна без затримки подачі палива буде у декілька разів більша, ніж з відключенням його подачі. Природно, що знос деталей за один і той же проміжок часу буде більший в першому випадку, ніж в другому.

Таким чином, за наслідками проведених випробувань можна рекомендувати внести зміну до порядку виконання пуску дизельних двигунів, тобто подачу палива необхідно включати тільки після появи в системі мащення допустимого мінімального тиску оливи.

Щоб виключити пуск дизеля при тиску оливи нижче допустимого, необхідно впровадити пристосування для автоматичного замикання рейки паливного насоса в положенні відключення подачі палива.

Нами запропоновано таке пристосування для двигуна Д-240 з насосом УТН-5 (рис. 2). Воно дозволяє автоматично включати подачу палива після прокачування системи мащення двигуна. У разі ж несправності системи мащення пристосування автоматично відключає подачу палива і запобігає аварії двигуна.

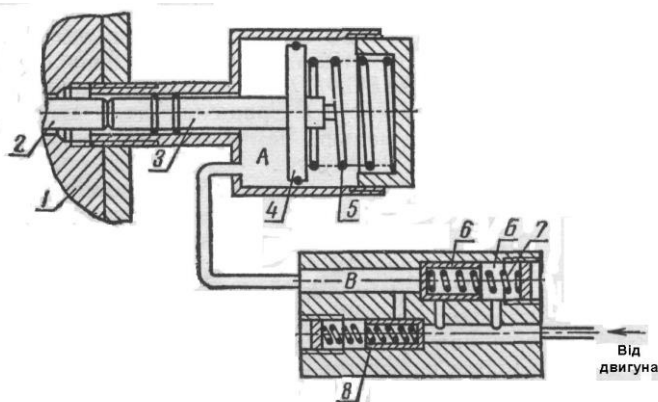


Рис. 2. Схема пристрою для автоматичної затримки подачі палива :  
1 – корпус насоса УТН-5; 2 – рейка паливного насоса; 3 – шток; 4 – поршень; 5 і 7 – пружини; 6 і 8 – клапани; А, Б, і В – порожнини

Пристосування встановлюється на фланці паливного насоса. Олива до нього підводиться з масляної магістралі або ж від корінних підшипників колінчастого вала. Працює воно таким чином. При недостатньому тиску оливи в системі мащення або його відсутності клапан 8 закритий. Пружина 5 через поршень 4 і шток 3, діючи на рейку 2 паливні насоси, ставить її в крайнє заднє положення, що відповідає відключенню подачі палива.

При провертанні вала основного двигуна пусковим пристроєм тиск в системі мащення зростає і коли досягає 0,15—0,2 МПа, спрацьовує клапан 8, масло з головної магістралі надходить в порожнину А, тисне на поршень 4 і спільно з пружиною регулятора долають опір пружини 5. Рейка паливного насоса переміщається вперед і включає подачу палива. В цей же час олива з системи мащення надходить в порожнину Б і за рахунок різниці тиску в порожнинах В і Б (у початковий період) клапан 6 буде закритий.

У разі падіння тиску оливи нижче, на який відрегульований клапан 8, він закривається. У порожнині В тиск дещо більше, ніж в порожнині Б, але клапан 6 буде закритий під дією зусилля пружини і залишкового тиску в порожнині Б або в системі мащення двигуна. Пружина 7 відрегульована на різницю тиску в порожнині А, який підтримує клапан 8, і мінімально допустимого в системі мащення. При падінні тиску в системі мащення нижче допустимого клапан 6 відкривається і перепускає оливу з порожнини А в системі мащення. Оскільки тиск в порожнині А вже недостатній, під дією пружини 5 через поршень і шток рейка переводиться в положення, яке відповідає відключенню подачі палива, і двигун зупиняється.

**Висновки.** У холодну пору року клапан 8 краще відрегулювати на підвищений тиск. Пристосування спрацьовуватиме пізніше, що дозволяє краще змащувати поверхні, що труться.

У міру нагріву оливи тиск може впасти до 0,15 МПа, а це означає, що пружина 5 перемістить рейку в положення, яке відповідає половинній подачі палива. Оберти двигуна знизяться, а отже, зменшиться продуктивність масляного насоса. Подальше падіння тиску викличе нове переміщення рейки і двигун може зупинитися.

Подвійна клапанна система дозволяє забезпечувати нормальну роботу двигуна з великим перепадом тиску і проводити пуск при низькій в цей час продуктивності насоса.

#### Література

1. Трактори та автомобілі: Підручник / Я.Ю. Білоконь, А.І. Окоча, С.О. Войцехівський. – К.: Вища Освіта, 2003. – 560 с.



2. Гельман Б.М., Москвин М.В., Сельскохозяйственные тракторы и автомобили. Кн. 1. Двигатели. – М.: Агропромиздат, 1987.– 287с.

3. Трактори і автомобілі. Ч1. Автотракторні двигуни. Навч. посіб./ М.Г. Сандомирський, М.Ф. Бойко, А.Т.Лебедев та ін.; за ред. проф. А.Т. Лебедева. – : Вища школа 2000.– 357 с.

4. Хайліс Г.А., Коновалюк Д.М. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин.–К.: НМК ВО, 1992–320 с.

*Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс*

УДК 631.354.658.011.4

© В.І. Шаповалов, д.т.н., І.Г. Дейнека, к.т.н., Я.І. Нежинський  
Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля

## **ПОЛЬОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВТРАТ ЗЕРНА ЗА ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИМИ КОМБАЙНАМИ**

*Проведені експерименти в польових умовах по визначенню якості настроювання зернозбиральних комбайнів на мінімальні втрати зерна механізаторами господарств. Зазначені шляхи зниження втрат зерна в господарствах.*

**ГОСПОДАРСТВА, ЕКСПЕРИМЕНТ, КОМБАЙН, МОЛОТАРКА, ЖНИВАРКА, НАЛАШТОВУВАННЯ, ВАЛОК СОЛОМИ, ВТРАТИ, ЗЕРНО, ЗБІЛЬШЕННЯ ЗБОРУ.**

**Постановка проблеми.** Актуальним є зниження втрат зерна за зернозбиральними комбайнами в господарствах при збиранні зернових культур за рахунок кращого їхнього настроювання (жниварка, молотильний апарат, очистка). Один з авторів статті є співавтором і учасником розробки, випробувань і впровадження у виробництво зернозбиральних комбайнів СК–5 «Нива» із гнучким подрібнювачем ПУН–5 і Дон–1500 із гнучким подрібнювачем ПКН–1500. При випробуванні зазначених вище комбайнів втрати зерна за молотарками перебували в межах агровимог (1,5%). Однак, значний науковий і практичний інтерес представляє вивчення втрат зерна за комбайнами безпосередньо в господарствах при їхній експлуатації.

Наприклад, ще в збиральний сезон 1995 року нами були виконані польові експерименти по визначенню втрат зерна за

зернозбиральними комбайнами в колективному сільськогосподарському підприємстві (КСП) «Зоря» Новоазовського району Донецької області. Тоді було встановлено, що, наприклад, комбайни СК-5 "Нива", обладнані копичником або гнучким подрібнювачем ПУН-5, настроєні досвідченими комбайнерами господарства, допускали втрати зерна в середньому на 18% більше (урожайність 40 ц/га) у порівнянні з аналогічними комбайнами, настроєними нами відповідно до вимог заводської інструкції для експлуатації цих комбайнів. Надалі нами були продовжені експерименти з вивчення втрат зерна під час збирання зернових культур сучасними зернозбиральними комбайнами безпосередньо в господарствах.

**Мета дослідження.** Вивчення втрат зерна за зернозбиральними комбайнами Дон-1500, Дон-1500Б, «Форшрит Е-516В», «Кейс 2166» і визначення шляхів зниження втрат зерна в господарствах.

**Результати дослідження.** Польові дослідження проводилися в приватному сільськогосподарському підприємстві «Рамус», розташованому в Новопсковському районі Луганської області (Україна) на прямім комбайнуванні озимої пшениці із урожайністю 20 центнерів з гектара при оптимальному завантаженні молотарок зернозбиральних комбайнів Дон-1500, Дон-1500Б (Росія), «Кейс 2166» (США) і «Форшрит Е-516В» (Німеччина).

У господарських умовах втрати зерна за комбайном звичайно визначають по кількості зерен, виявлених під валком соломи. При цьому помилково вважають гранично припустимими такі втрати зерна, при яких під валком на площі 0,1 м<sup>2</sup> налічується приблизно 10...15 зерен [1, 2, 3, 4, 5]. Виходячи із цієї суб'єктивної оцінки втрат, при збиранні врожаю обмежують швидкість руху комбайнів, застосовуючи, наприклад, тільки перший діапазон передач.

Нами встановлено, що навіть багато досвідчених господарників не володіють навичками настроювання зернозбиральних комбайнів на мінімально припустимі по агровимогам втрати зерна (1,5%). Наприклад, відомий у Луганській області і Україні знаменитий керівник господарства, Герой України Запорожець І.І. на наше запитання, як Ви боретеся із втратами зерна за комбайнами, відповів, що у випадку візуального виявлення втрат зерна він відразу дає команду знизити швидкість руху зернозбиральних комбайнів.

Однак таке примусове зниження швидкості руху комбайна а, отже, і його продуктивності приводить до зворотного результату – збільшенню втрат зерна, підвищенню вартості збирання і зниженню продуктивності праці (за рахунок подовження строків збирання,

перевитрати палива і ін.). Це підтверджується даними багаторічних державних випробувань комбайнів на збиранні високоврожайних культур і аналізом економіки використання комбайнів.

Сутність питання полягає в тому, що з підвищенням урожайності зернових культур кількість зерен, відповідно до припустимих втрат по агротехнічним вимогам за молотаркою комбайна в 1,5%, пропорційно збільшується. При визначенні втрат зерна по кількості зерен під валком соломи слід урахувувати і інший фактор – ширину захвату жнивarki комбайна. Чим більше ширина захвату жнивarki тим більше площа з якої збирається зерно і, отже, тим більше повинна бути кількість зерен під валком при однаковій величині втрат, що допускаються за молотаркою. Кількість зерен під валком соломи залежить також і від ширини молотарки, тобто від площі, на якій розподіляються втрати зерна за молотаркою.

На підставі вищевикладеного методика визначення втрат зерна за молотарками досліджуваних комбайнів була наступною. При оптимальному завантаженні і однакових умовах роботи комбайни, убераючи пшеницю прямим комбайнуванням, уклали на ґрунт валок соломи. На обраних для дослідів ділянках валка солома обережно протряхувалася і видалялася. На стерні, на якій лежав валок соломи, накладалася рамка площею 0,1 м<sup>2</sup> і визначалася кількість зерен. Повторність дослідів трикратна. Потім визначалася кількість зерен, що приходить на 1,5% втрат урожаю залежно від урожайності, ширини захвату жнивarki, ширини молотарки. При розрахунку абсолютна вага 1000 зерен приймалася рівною 40 грамам.

За отриманим даними, залежно від урожайності, ширини захвату жнивarki, ширини молотарки (типу комбайна) будувалася таблиця, по якій визначалися втрати зерна за молотарками досліджуваних зернозбиральних комбайнів, залежно від кількості зерен у рамці.

**Експериментальна частина.** Аналіз втрат зерна за молотарками комбайнів, що працювали в полі, а саме ДОН–1500 (№23863), ДОН–1500Б (№84598) і ДОН–1500Б (№84586), показав наступне.

Комбайни працювали із втратами зерна за молотаркою від 1,75% до 2,8% (рис. 1) що перевищувало агротехнічні вимоги (1,5%) відповідно в 1,16...1,86 рази. Втрати зерна залежать від рівня кваліфікації комбайнера. Проведене нами настроювання комбайнів відповідно до заводських технічних рекомендацій зменшило втрати зерна за молотарками комбайнів до 0,6...0,45%. Основні регулювання молотарки комбайнів ДОН–1500 і ДОН–1500Б були наступні: частота

обертання молотильного барабана –  $800 \text{ хв}^{-1}$ , частота обертання вала вентилятора очистки –  $700 \text{ хв}^{-1}$ , зазор на виході деки і барабана – 2 мм. Були досліджені також втрати зерна (рис. 2) за молотарками трьох німецькі зернозбиральні комбайнів «Форшрит Е-516В». Дослідами було встановлено, що втрати зерна за цими молотарками склали від 2,2% до 3,9%, що відповідно в 1,46...2,6 рази перевищує агрономи. Різні комбайнери по-різному налаштовували свої зернозбиральні комбайни на мінімальні втрати зерна. Проведене нами налаштування молотарок німецьких комбайнів «Форшрит Е-516В» відповідно до вказівок, викладених в інструкції для експлуатації, зменшило втрати зерна до 0,3...0,6%. Основні регулювання молотарок комбайнів «Форшрит Е-516В»: частота обертання молотильного барабана –  $850 \text{ хв}^{-1}$ , вала вентилятора очистки –  $1300 \text{ хв}^{-1}$ , зазор на виході в підбаранні – 17 мм, на виході – 9 мм.

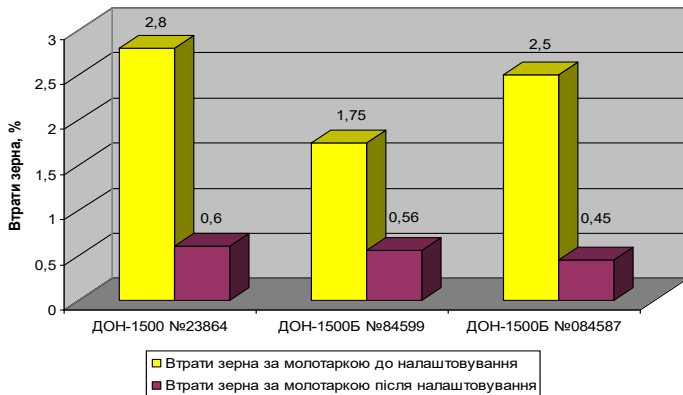


Рис. 1. Втрати зерна за зернозбиральними комбайнами ДОН-1500 і ДОН-1500Б

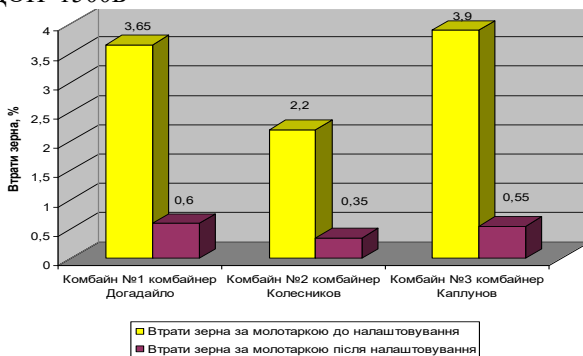


Рис. 2. Втрати зерна за комбайнами «Форшрит Е-516В» (Німеччина)

Дослідження втрат зерна за американським роторним комбайном «Кейс 2166» (рис. 3) випуску 2003 року показали, що молотарка комбайна була комбайнером налаштована так, що допускала втрати зерна 2,3%, а проведене нами регулювання відповідно до вказівок заводської інструкції зменшило ці втрати до 0,92%. Основні регулювання молотарки комбайна «Кейс 2166» були наступні: частота обертання ротора – 890 хв<sup>-1</sup>, вала вентилятора очистки – 1050 хв<sup>-1</sup>, зазор на виході деки – 2 мм, зазор між жалюзями верхнього решета – 12 мм, зазор між жалюзями нижнього решета – 6 мм.

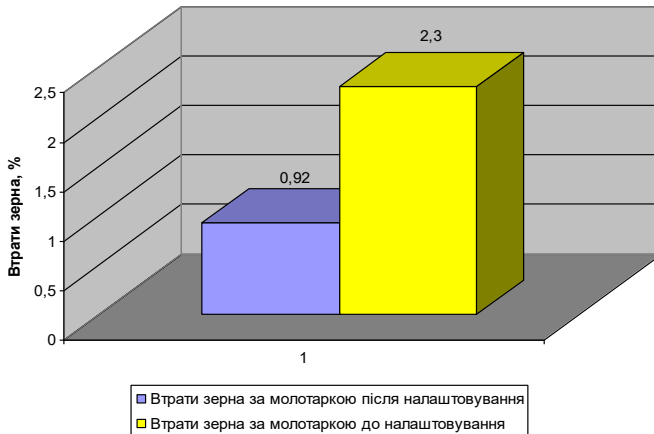


Рис. 3. Втрати зерна за комбайном «Кейс 2166» (США)

**Результати експериментальних досліджень.** Аналіз показує, що проведене налаштування досліджуваних комбайнів відповідно до діючих вимог, у середньому забезпечило зниження втрат зерна у господарстві на 1,32%. Вищевказаними комбайнами за збиральний сезон у господарстві було прибрано 2850 гектарів зернових культур при середній урожайності 2 т/га, тобто валовий збір зерна склав 5700 тонн. Тоді за рахунок кращого налаштування зернозбиральних комбайнів додатково було отримано господарством близько 75 т пшениці. При ціні пшениці, наприклад, 200 доларів за тону економічний ефект від кращого налаштування склав 15000 доларів.

Таким чином, результати проведених польових експериментів підтвердили раніше отримані дані про те, що механізатори і фахівці господарств не в достатній мері володіють особливостями налаштування сучасної зернозбиральної техніки, не використовують повністю її технічні можливості, що наносить великий матеріальний

збиток господарствам через підвищені втрати зерна при збиранні зернових колосових культур. **От де сховані резерви збільшення зборів зерна в господарствах!**

З вищевикладеного випливає, що особливе місце в системі заходів для технологічної і технічної модернізації вітчизняного сільського господарства повинне приділятися одержанню керівниками, фахівцями, механізаторами, робочими сільгоспідприємств нових знань, освоєнню нової техніки, підготовці і перепідготовці кадрів, їх інформаційному забезпеченню.

### **Висновки**

1. У господарствах допускаються значні втрати зерна за молотарками зернозбиральних комбайнів, які перевищують межі, установлені діючими агротехнічними вимогам. Це завдає матеріальної шкоди господарствам через недобір зерна при збиранні зернових культур.

2. Резерви збільшення зборів зерна в господарствах сховані в налаштуванні зернозбиральних комбайнів на мінімальні втрати зерна.

3. Рекомендується проводити регулярне навчання керівників, фахівців і механізаторів господарств передовим методам налаштування зернозбиральних комбайнів на мінімальні втрати зерна і контролю якості їх роботи.

### **Література**

1. Уборка урожая комбайнами «Дон». Составитель М.К. Комарова. – М.: Росагропромиздат, 1989.

2. 2144–2166. Комбайны с осевой молотилкой. Руководство по эксплуатации. Case Corporation, 1995.

3. В.И. Шаповалов. Механизация уборки незерновой части урожая зерновых культур путем разработки и внедрения в производство гибких технических средств к зерноуборочным комбайнам. Монография. – Луганск: Издательство «Світлиця», 2002. – 284 с.

4. А.Н. Пугачев. Потерям зерна – надежный заслон. – М.: Колос, 1981.

5. В.И. Шаповалов. Комплексы машин для поточной уборки зерновых культур. – М.: Колос, 1967.

*Рецензент д.т.н., проф. В.І. Соколов*

УДК 67.017

© В.М. Швайко, к.т.н., В.П. Ковбаса, д.т.н., В.О. Соломка, к.т.н.,  
О.В. Ямков, к.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

## **РОЗРАХУНОК МЕТАЛОПОЛІМЕРНИХ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ З ВРАХУВАННЯМ ФІЗИЧНОЇ НЕЛІНІЙНОСТІ КОНСТРУКЦІЙНИХ АНТИФРИКЦІЙНИХ ПЛАСТМАС**

*В статті проаналізовано конструкції полімерних опор ковзання та представлено їх розрахунок з врахуванням фізичної нелінійності конструкційних антифрикційних пластмас*

### **МЕТАЛОПОЛІМЕР, ПІДШИПНИК КОВЗАННЯ, НЕЛІНІЙНІСТЬ, ТЕПЛОВІДВЕДЕННЯ, АНТИФРИКЦІЙНІ ПЛАСТМАСИ.**

**Постановка проблеми.** Підшипникові опори машин сільськогосподарського призначення постійно удосконалюються, зокрема, розробляються нові конструкції і методи розрахунків, використовуються перспективні технологічні способи обробки деталей, застосовуються нові підшипникові і мастильні матеріали, удосконалюються методи випробування підшипникових опор і інше.

**Аналіз останніх досліджень.** Найбільш розповсюдженою конструкцією полімерної опори ковзання є конструкція, в якій полімерний вкладиш (втулка) запресований з певним натягом в сталеву обойму – деталь (рис.1). При цьому, товщина вкладиша повинна бути мінімальною, так як полімерному робочому шару властива мала теплопровідність, що чинить перепону відведенню тепла через металевий корпус підшипника. Це призводить до зменшення необхідного складального зазору в сполученні вал – термопластичний підшипник. У той же час, втулка з термопласту повинна бути досить жорсткою, щоб забезпечити надійність запресовування. Внаслідок релаксаційних явищ натяг вкладиша з часом може зменшуватись і навіть може досягнути нуля, тому в ряді випадків застосовують додаткову фіксацію полімерного вкладиша в обоймі шпонковим виступом (рис.1, а).

Вкладиші з фланцями фіксують виступами, розміщеними на фланці (рис. 1.б). Це найбільш досконалий спосіб фіксації, але наявність шпонкового виступу може порушити циліндричність робочої поверхні підшипника в процесі його роботи.

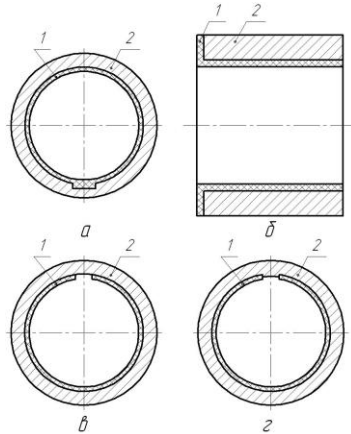


Рис. 1. Схеми кріплення в корпусі підшипника втулок з термопластичних пластмас: 1 – втулка; 2 – корпус

При конструюванні підшипників ковзання в багатьох випадках використовують клейові з'єднання, які конструктивно простіші. Внаслідок підвищеного температурного коефіцієнта лінійного розширення термопластів, при нагріві помітно зменшується складальний зазор в сполученні вал–підшипник. Для зменшення температурних деформацій у вкладиші інколи роблять паз по його зовнішньому діаметру (рис. 1, в). Діаметральне розміщення вкладиша відбувається за рахунок його згину в тонкому перерізі (рис. 1, г). У цьому випадку кріплення вкладиша до обойми здійснюють за допомогою шпонкового виступу, так як запресовка не забезпечує жорсткого з'єднання. Інколи в технічних конструкціях застосовують обернені пари, коли полімерний матеріал напресовують на вал. Для його надійної фіксації використовують шпонкове кріплення.

Усю різноманітність підшипникових опор ковзання, в основному, зводять до чотирьох типових конструкцій (рис. 2), в основу яких покладено конструктивні особливості корпусу підшипника і розрахунки полімерних вкладишів [1].

Характерними особливостями виділених типових конструкцій є умови тепловідводу. Тепловідвід від підшипника через корпус, виконаний за типом I, II, або III відбувається в радіальному напрямку, його можна привести до тепловідводу послідовно через циліндричну стінку полімерного шару підшипника і сталеве кругле ребро сталєї товщини.



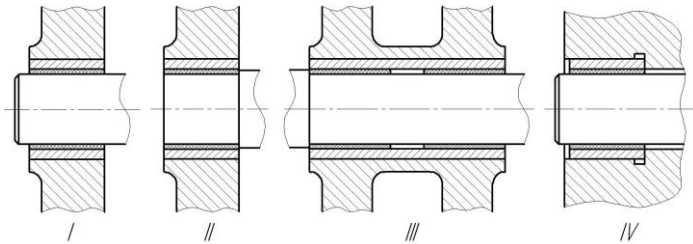


Рис. 2. Типові конструкції полімерних опор ковзання

Тепловідведення через корпус, виконаний за типом IV, відбувається в основному напрямку і зводиться до тепловідводу через циліндричну стінку полімерного шару підшипника і сталеву трубу сталого перерізу. Обойму підшипника і корпус, в який він запресований, зазвичай виготовляють з одного матеріалу (сталі), тому їх розглядають як одне теплопровідне тіло. Тепловим опором стиску в даному випадку можна знехтувати, так як тіла запресовані одне в інше.

Як показав структурний аналіз і розрахунок структурних параметрів металополімерних опор ковзання, які враховують похибки встановлення і умови експлуатації (температурні деформації, масло– та вологопоглинання, повзучість полімерної опори під навантаженням в часі та інше) працездатність пластмасових підшипникових опор ковзання в значній мірі залежить від правильного вибору допусків і посадок в окремих з'єднаннях конструкцій [2]. Обґрунтований вибір натягу або зазору в з'єднанні металевий і пластмасовий деталі, неможливий без детального вивчення специфічних властивостей полімерних матеріалів.

**Мета дослідження.** Підвищити ефективність застосування металополімерних підшипників ковзання шляхом розрахунку їх параметрів з врахуванням фізичної нелінійності конструкційних антифрикційних пластмас.

**Результати досліджень.** Найбільш важлива частина розрахунку параметрів підшипників ковзання – визначення натягу або зазору з наступним врахуванням компенсацій – базується на розв'язанні задач теорії пружності. Тому, більшість досліджень присвячено розв'язку «пружних задач»: розрахунку зазору в сполученні металевий вал – пластмасова втулка і натягу в сполученні пластмасова втулка – металевий стакан.

Для уточнення допусків і посадок в полімерних опорах ковзання застосуємо задачу розподілу напружень в товстостінному

пустотілому циліндрі, який перебуває в умовах рівномірно розподіленого сталого зовнішнього і внутрішнього тиску, коли між напруженнями і деформаціями існує нелінійна залежність [3]. Постановка задачі, основні рівняння і гіпотези для фізично нелінійних тіл наведені в монографії [4], де на підставі експериментального дослідження нелінійний закон пружності для ряду матеріалів (полімери, сплави, кольорові метали) подається у вигляді:

$$D = \frac{I}{3 \cdot k} \cdot K(S_0) \cdot T_0 + \frac{I}{2 \cdot G} \cdot g(t_0^2) \cdot T', \quad (1)$$

де  $D$  – тензор деформації;  $T_0$  і  $T'$  – відповідно тензор гідростатичного тиску і девіатор напружень;  $K(S_0)$  і  $g(t_0^2)$  – функції тиску і напружень зсуву, які характеризують відповідно зміни об'єму і форми тіла та залежать лише від фізичних властивостей матеріалу.

Модулі зсуву  $G$  і об'ємної деформації  $k$  залишаються сталими, а безрозмірні величини напружень  $S_0$  і  $t_0$  виражаються через інваріанти і для плоскої деформації мають вигляд:

$$S_0 = \frac{\sigma_0}{3 \cdot k} = \frac{I}{9 \cdot k} (\sigma_x - \sigma_y);$$

$$t_0^2 = \frac{\tau_0^2}{G^2} = \frac{2}{9 \cdot G^2} (\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y + 3 \cdot \tau_{xy}^2). \quad (2)$$

Для розв'язання поставленої задачі для нелінійно пружного матеріалу будемо виходити з відомих розв'язків лінійної теорії. Розв'язок цієї задачі в лінійній постановці належить Ламе.

$$\sigma_r = \frac{R_1^2 \cdot p_1 - R_2 \cdot p_2}{R_2^2 - R_1^2} - \frac{R_1^2 \cdot R_2^2 \cdot (p_1 - p_2)}{R_2 - R_1} \cdot \frac{1}{r^2}; \quad (3)$$

$$\sigma_\phi = \frac{R_1^2 \cdot p_1 - R_2 \cdot p_2}{R_2^2 - R_1^2} + \frac{R_1^2 \cdot R_2^2 \cdot (p_1 - p_2)}{R_2 - R_1} \cdot \frac{1}{r^2}, \quad (4)$$

де  $\sigma_r$  – напруження по радіусу циліндра;  $\sigma_\phi$  – напруження по дотичній до радіусу циліндра;  $p_1$  – тиск на внутрішній поверхні радіуса  $R_1$ ;  $p_2$  – тиск на зовнішній поверхні радіуса  $R_2$ ;  $r$  – зміна радіуса циліндра в межах  $0 \dots R_2$ .

Для випадку запресовування циліндру у формулах (3) і (4) необхідно прийняти  $p_1 = 0$ , а для випадку напрусовування –  $p_2 = 0$ .

Розглянемо розв'язок даної задачі (рис. 3) в нелінійній постановці, застосувавши метод малого параметру [3].

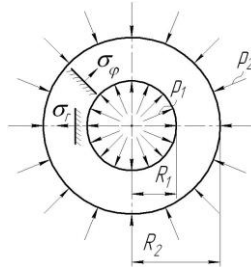


Рис. 3. Схема до визначення напруженого стану в товстостінному циліндрі.

Метод малого параметру раціонально застосовувати за незначного відхилення нелінійного закону пружності від закону Гука, тобто будемо вважати, що функція напружень зсуву під час виникаючих напруженнях близька до одиниці.

Функція напружень, яка задовольняє бігармонічне рівняння  $\Delta\Delta F^{(0)} = 0$  [3] має вигляд:

$$\Delta F^{(0)} = \frac{R_1^2 \cdot R_2^2 \cdot (p_2 - p_1)}{R_2^2 - R_1^2} \cdot \ln r + \frac{1}{2} \cdot \frac{p_1 \cdot R_1^2 - p_2 \cdot R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} \cdot r^2. \quad (5)$$

Компоненти напружень на поверхнях циліндру задовольняють наступні умови:

$$(\sigma_r)_{r=R_1} = -p_1; \quad (\sigma_r)_{r=R_2} = -p_2. \quad (6)$$

Для функції першого наближення  $F^{(1)}$  з врахуванням залежності (5) [3] одержимо наступне диференціальне рівняння:

$$\begin{aligned} \frac{d^4 F^{(1)}}{dr^4} + \frac{2}{r} \cdot \frac{d^3 F^{(1)}}{dr^3} - \frac{1}{r^2} \cdot \frac{d^2 F^{(1)}}{dr^2} + \frac{1}{r^3} \cdot \frac{dF^{(1)}}{dr} = \\ = -8 \frac{R_1^4 \cdot R_2^4 \cdot (p_2 - p_1)^2}{(R_2^2 - R_1^2)^3} \times \\ \times \left[ 2 \cdot (p_1 \cdot R_1^2 - p_2 \cdot R_2^2) \cdot \frac{1}{r^6} - 9 \cdot R_1^2 \cdot R_2^2 \cdot (p_2 - p_1) \cdot \frac{1}{r^2} \right]. \quad (7) \end{aligned}$$

У цьому рівнянні всі величини, які мають місце під час розрахунку за лінійною теорією, будемо позначати верхніми індексами (0), а величини першого, другого і подальших наближень для розрахунку за нелінійною теорією – індексами (1), (2) і т.д.

Розв'язок рівняння (7) не залежить від величини кута  $\varphi$  не тільки на поверхні циліндра, але і в будь-якій точці області розгляду з однорідними граничними умовами.

$$\left(\sigma_r^{(l)}\right)_{r=R_2} = \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{dF^{(l)}}{dr}\right)_{r=R_1} = 0; \quad \left(\sigma_r^{(l)}\right)_{r=R_2} = \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{dF^{(l)}}{dr}\right)_{r=R_2} \quad (8)$$

Розв'язок диференціального рівняння (7), яке задовольняє умові (8), одержимо як суму частинного інтегралу цього рівняння і загального інтегралу рівняння  $\Delta F^{(l)} = 0$ . Сталі інтегрування однорідного рівняння одержимо з умов, що функція  $F^{(l)} = F_r^{(l)} = F_0^{(l)}$  повинна задовольняти умові (8). Отже, функція напружень в першому наближенні буде мати вигляд:

$$F^{(l)} = \frac{1}{2} \cdot \frac{R_1^4 \cdot R_2^4}{(R_2^2 - R_1^2)^3} \cdot (p_2 - p_1)^2 \cdot \left\{ \frac{1}{R_1^2 \cdot R_2^2} \cdot \left[ \frac{R_2^2 + R_1 \cdot R_2 + R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} \cdot (p_2 - p_1) - (R_2^2 + R_1^2) \cdot (p_1 \cdot R_1^2 - p_2 \cdot R_2^2) \cdot \ln r + \frac{1}{R_1^2 \cdot R_2^2} \cdot \left[ (p_1 \cdot R_1^2 - p_2 \cdot R_2^2) - (R_2^2 + R_1^2) \times (p_2 - p_1) \right] \cdot r^2 - \frac{1}{2} \cdot (p_1 \cdot R_1^2 - p_2 \cdot R_2^2) \cdot \frac{1}{R^2} + \frac{1}{4} \cdot R_1^2 \cdot R_2^2 \cdot (p_2 - p_1) \cdot \frac{1}{r^4} \right] \right\} \quad (9)$$

Якщо відомі функції напружень для нульового (5) та першого (9) наближення, то можна знайти розподіл напружень в першому наближенні з врахуванням механічних властивостей нелінійно напруженого матеріалу:

$$\sigma_r = \sigma_r^{(l)} + \lambda \cdot \sigma_r^{(l)} = \frac{p_1 \cdot R_1^2 - p_2 \cdot R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} + \frac{R_1^2 \cdot R_2^2 \cdot (p_2 - p_1)}{R_2^2 - R_1^2} \cdot \frac{1}{r^2} + \lambda \cdot \frac{(p_2 - p_1)^2}{2} \times \frac{R_1^2 \cdot R_2^2}{(R_2^2 - R_1^2)^3} \cdot \left[ 2 \cdot p_1 \cdot R_1^2 - 2 \cdot p_2 \cdot R_2^2 + p_2 \cdot R_1^2 + p_1 \cdot R_2^2 + \frac{2 \cdot p_2 \cdot R_2^6 + 2 \cdot p_1 \cdot R_1^6 - (p_1 \cdot R_2^4 + p_2 \cdot R_1^4) \cdot (R_2^2 + R_1^2)}{R_2^2 - R_1^2} \cdot \frac{1}{r^2} + (p_1 \cdot R_1^2 - p_2 \cdot R_2^2) \times \right. \\ \left. \times R_1^2 \cdot R_2^2 \cdot \frac{1}{r^4} - R_1^4 \cdot R_2^4 \cdot (p_2 - p_1) \cdot \frac{1}{r^6} \right]; \quad (10)$$

$$\sigma_\varphi = \sigma_\varphi^{(l)} + \lambda \cdot \sigma_\varphi^{(l)} = \frac{p_1 \cdot R_1^2 - p_2 \cdot R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} - \frac{R_1^2 \cdot R_2^2 \cdot (p_2 - p_1)}{R_2^2 - R_1^2} \cdot \frac{1}{r^2} + \lambda \cdot \frac{(p_2 - p_1)^2}{2} \times$$

$$\times \left[ 2 \cdot p_1 \cdot R_1^2 - 2 \cdot p_2 \cdot R_2^2 - p_2 \cdot R_1^2 + p_1 \cdot R_2^2 - \frac{2 \cdot p_1 \cdot R_1^6 + 2 \cdot p_2 \cdot R_2^6 - (p_1 \cdot R_2^4 + p_2 \cdot R_1^4) \cdot (R_2^2 + R_1^2)}{R_2^2 + R_1^2} \cdot \frac{1}{r^2} - 3 \cdot (p_1 \cdot R_1^2 - p_2 \cdot R_2^2) \cdot R_1^2 \cdot R_2^2 \cdot \frac{1}{r^4} + 5 \cdot R_1^4 \cdot R_2^4 \cdot (p_2 - p_1) \cdot \frac{1}{r^6} \right].$$

В одержаних рівняннях  $\lambda = \frac{k \cdot g_2}{(3 \cdot k + G) \cdot G^2}$  – малий параметр,

який характеризує відхилення нелінійного закону пружності відносно лінійного.

Для розрахунків сполучення полімерного вкладиша з циліндром (обоймою підшипника) і вала з втулкою визначимо величину тиску для випадку запресовування в отвір і напресовування на циліндр.

Радіальне переміщення поверхні товстостінного циліндру під дією зовнішнього тиску  $p_2$  і внутрішнього тиску  $p_1$  виражається наступною залежністю [3]:

$$U_{(r)} = \frac{1 - \mu}{E} \cdot \frac{R_1^2 \cdot p_1}{R_2^2 - R_1^2} \cdot r + \frac{1 + \mu}{E} \cdot \frac{R_1^2 \cdot R_2^2 \cdot (p_1 - p_2)}{R_2^2 - R_1^2}. \quad (11)$$

Слід відзначити, що величина натягу в з'єднанні повинна відповідати тиску, за якого пластичні деформації у вкладиші не повинні виникати.

Запишемо умову сумісності деформацій при запресовуванні вкладиша в циліндр (обойму):

$$U_1 + U_2 = \Delta, \quad (12)$$

де  $U_1$  – радіальне переміщення зовнішньої поверхні вкладиша;  $U_2$  – радіальне переміщення внутрішньої поверхні циліндра (обойми).

Підставивши в рівняння (11)  $p_1 = 0$ ,  $p_2 = q$  і  $r = R_2$ , одержимо залежність для радіального переміщення зовнішньої поверхні вкладиша.

$$U_1(R_2) = -\frac{p \cdot R_2^3}{E_1 \cdot (R_2^2 - R_1^2)} \cdot \left[ 1 + \frac{R_1^2}{R_2^2} - \mu \cdot \left( 1 - \frac{R_1^2}{R_2^2} \right) \right]. \quad (13)$$

Радіальне переміщення внутрішньої поверхні металевого циліндра (обойми вкладиша), якщо  $r = R_1'$  і  $p' = p_2 = p$ , визначимо за наступною формулою:

$$U_r(R_1') = \frac{p \cdot R_1'}{E_2 \cdot (R_2'^2 - R_1'^2)} \cdot \left[ I + \frac{R_1'^2}{R_2'^2} - \mu \cdot \left( I - \frac{R_1'^2}{R_2'^2} \right) \right]. \quad (14)$$

Тоді, згідно (12) запишемо:

$$\begin{aligned} & -\frac{p \cdot R_2^3}{E_1 \cdot (R_2^2 - R_1^2)} \cdot \left[ I + \frac{R_1^2}{R_2^2} - \mu \cdot \left( I - \frac{R_1^2}{R_2^2} \right) \right] + \frac{p \cdot R_1'}{E_2 \cdot (R_2'^2 - R_1'^2)} \times \\ & \times \left[ I + \frac{R_1'^2}{R_2'^2} - \mu \cdot \left( I - \frac{R_1'^2}{R_2'^2} \right) \right] = \Delta. \end{aligned} \quad (15)$$

$$R_1' = R_2 - \Delta. \quad (16)$$

При однаковій довжині з'єднаних деталей контактний тиск  $p$  розподіляється рівномірно по посадочній поверхні і визначається з врахуванням (15) і (16).

$$p = \frac{\Delta}{2 \cdot R_2 \cdot \left( \frac{I}{E_1} \cdot \left( \frac{R_2^2 + R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} - \mu_1 \right) + \frac{I}{E_2} \cdot \left( \frac{R_2'^2 + R_1'^2}{R_2'^2 - R_1'^2} + \mu_2 \right) \right)}. \quad (17)$$

Обойма підшипника ковзання, в яку запресований вкладиш, виготовлена зі сталі, модуль пружності якої на два порядки вищий ніж у термопластів, тому її деформацією можна нехтувати. Тоді радіальне переміщення зовнішньої поверхні пластмасового вкладиша буде дорівнювати необхідному натягу, тобто  $U_1(R_2) = \Delta$ . Або:

$$-\frac{p \cdot R_2^2}{E_1 \cdot (R_2^2 - R_1^2)} \cdot \left[ I + \frac{R_1^2}{R_2^2} - \mu_1 \cdot \left( I - \frac{R_1^2}{R_2^2} \right) \right] = \Delta. \quad (18)$$

Звідки

$$p = \frac{\Delta}{2 \cdot R_2} - \frac{I}{\frac{I}{E_1} \cdot \left( \frac{R_2^2 + R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} - \mu_1 \right)}. \quad (19)$$

Визначимо величину тиску у з'єднанні при запресуванні циліндра (вала) у вкладиш. Радіальне переміщення внутрішньої поверхні вкладиша визначимо із (11), прийнявши  $p_1 = p$ ,  $p_2 = 0$ .

$$U_{r_2} = (I - \mu) \cdot \frac{R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} + (I + \mu) \cdot \frac{R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} \cdot \frac{R_1 \cdot p}{E_2} = \left( \frac{R_2^2 + R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} + \mu_2 \right) \cdot \frac{R_1 \cdot p}{E_2}, \quad (20)$$

де  $\mu_2 = 0,5 \cdot \frac{3 \cdot G^2 \cdot (3 \cdot K - 2 \cdot G) + 2 \cdot K \cdot g_2 \cdot \sigma^2}{3 \cdot G^2 \cdot (3 \cdot K + 2 \cdot G) + 2 \cdot K \cdot g_2 \cdot \sigma^2}$  – коефіцієнт поперечної

деформації, визначений з нелінійного закону пружності;  $E_2$  – модуль поздовжньої пружності матеріалу полімерного вкладиша.

Радіальне переміщення (стиск) вала при запресовуванні у вкладиш при  $p_1 = 0$ ,  $p_2 = p$ :

$$U_{r_1} = \frac{I}{E_1} \cdot (\sigma_\varphi - \mu_1 \cdot \sigma_r) \cdot R_1 = -\frac{I - \mu_1}{E_1} \cdot R \cdot p, \quad (21)$$

так як  $\sigma_r = \sigma_\varphi = -p$  [3].

Різниця радіальних переміщень повинна бути рівною радіальному натягу (за умовою безперервності деформацій натяг «компенсується» переміщеннями).

$$U_{r_2} - U_{r_1} = \frac{I}{2} \Delta. \quad (22)$$

Врахувавши рівності (20) і (21) знайдемо

$$p = \frac{\Delta}{2 \cdot R_1} \cdot \frac{I}{\frac{I}{E_2} \cdot \frac{R_2^2 + R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} + \mu_2 + \frac{I - \mu_1}{E_1}}. \quad (23)$$

Для порівняння розрахунків напруженого стану в полімерних підшипниках за лінійною і нелінійною теорією пружності нами була взята композиція капролону–В з 6% концентрацією графіту.

Розрахунок пружності проведений для двох варіантів виготовлення підшипника ковзання: у вигляді пари тертя (вал обертається в жорстко закріпленому вкладиші) і у вигляді зворотної пари тертя (на валу з натягом закріплений вкладиш, який із ковзанням обертається в нерухомій обоймі).

Згідно [2] проведений розрахунок конструктивних параметрів вкладиша ( $R_1 = 17,5$  мм,  $R_2 = 26$  мм,  $\frac{R_2}{R_1} = 1,49$ ).

На рис. 4 зображені епюри  $\sigma_\varphi$  і  $\sigma_r$  по радіальному перерізу вкладиша підшипника ковзання у вигляді прямої пари тертя (запресовування вкладиша) при  $p = 30$  МПа і  $\lambda = 0,22 \cdot 10^{-4}$  м<sup>4</sup>/МН<sup>2</sup>.

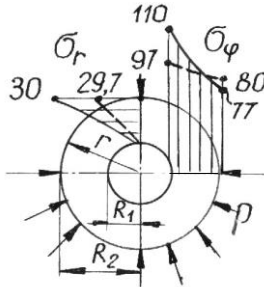


Рис. 4. Напружений стан вкладиша при його запресовуванні в обойму корпуса підшипника  $\sigma$ , МПа: ———— для лінійного закону; - - - - - для нелінійного закону

На рис. 5 зображені епюри зміни напружень  $\sigma_r$  і  $\sigma_\varphi$  у вкладиші підшипника ковзання для лінійного і нелінійного законів пружності (при напресовування вкладиша на циліндр) при  $R_1 = 17,5$  мм,  $R_2 = 26$  мм  $p = 30$  МПа і  $\lambda = 0,22 \cdot 10^{-4}$  м<sup>4</sup>/МН<sup>2</sup>.

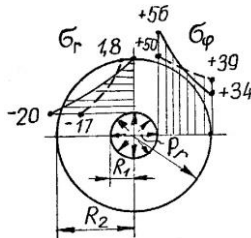


Рис. 5. Напружений стан вкладиша при його напресовуванні на циліндр (вал)  $\sigma$ , МПа: ———— для лінійного закону; - - - - - для нелінійного закону

Проведені розрахунки дозволяють зробити наступні висновки.

### Висновки

1. Результати проведених досліджень врахуванні фізичних нелінійних властивостей модифікованого капролону-В графітом показали, що врахування фізичної нелінійності матеріалів, при незначному відхиленні нелінійного закону пружності від закону Гука, може значно знизити максимуми напружень в небезпечних точках (8...20%) і одержати більш рівномірний розподіл напружень по товщині вкладиша.

2. Пониження максимумів напружень при розрахунках запресовування і напресовування вкладишів металополімерних



підшипників ковзання дозволяє зменшити розрахункову товщину вкладиша і тим самим покращити тепловідведення з поверхні тертя. Крім того, як показали дослідження [3], при стабілізованому потоці тепла в товстостінному циліндрі під внутрішнім і зовнішнім тисках, при визначенні напруженого стану з врахуванням фізичної нелінійності матеріалів, одержують менші величини напружень по внутрішньому контуру вкладиша, ніж при розрахунках за лінійною теорією.

#### Література

1. Гаевик Д.Т. Подшипниковые опоры современных машин / Д.Т.Гаевик. – М.: Машиностроение, 1985. – 248 с.
2. Ремизов Д.Д. Допуски и посадки полимерных опор / Д.Д. Ремизов, В.С. Бочков, В.А. Брагинский. – М.: Машиностроение, 1985. – 208с.
3. Цурпал И.А. Расчет элементов конструкций из нелинейно-упругих материалов / И.А. Цурпал. – К.: Техника, 1976. – 176с.
4. Каудеррер Г. Нелинейная механика / Г. Каудеррер; пер. с нем. – М.: ИА, 1960. – 777с.

УДК 631.331

© М.С. Шведик, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

### **АНАЛІЗ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ЗСУВАННЯ ҐРУНТУ КОТКОМ**

*У статті наведено результати аналізу робочого процесу зсуву ґрунту з гребенів і його переміщення у впадини, а також процес руйнування ґрунту котком, установленим під кутом  $\alpha$  до напрямку руху агрегата.*

#### **ҐРУНТ, КОТОК, ГРЕБІНЬ, АГРЕГАТ, ЗСУВ.**

**Постановка проблеми.** Одним з агротехнічних факторів, що застосовується для вирівнювання поверхні поля і відновлення капілярної системи в орному шарі, є прикочування [1,2]. Для цього використовують котки, що мають різноманітне конструктивне виконання. Але найбільш широко використовують гладкі водоналивні котки.

Однак, аналіз робочого процесу циліндричних котків з гладкою поверхнею показує, що вони не забезпечують рівномірного ущільнення ґрунту по ширині захвату. Це є очевидним, якщо розглянути лінію контакту котка з поверхнею поля в вертикальній площині, що проходить через його горизонтальну вісь [3]. Оскільки поверхня поля завжди є хвилястою, то ґрунт під гребенями після проходу котка ущільнюється значно сильніше, ніж під впадинами. А тому умови для проростання насіння та наступного росту і розвитку рослин будуть не однаковими.

Характерним недоліком є й те, що перед котком утворюється ґрунтовий валок, який періодично то з'являється, то зникає [4]. Причиною цього явища є те, що внаслідок ковзання котка ґрунт зсувається вперед. Із збільшенням ковзання миттєвий центр обертання котка зміщується вниз [5], віддаляючись від твірної його поверхні (обода). При цьому напрямком швидкостей точок обода котка наближається до горизонтального, і зсув ґрунту збільшується. Одночасно зростає тиск котка на ґрунт і він стискується. Стискання ґрунту здійснюється до тої межі, коли подальше його стиснення стає неможливим, і тоді коток перекочується через утворений ущільнений валок. Далі цей процес періодично повторюється. При цьому поверхня поля після проходу котка може залишатись рівною без видимих слідів від вдавлених валків. Однак, вдавлювання валків в орний шар призводить до переущільнення під ними ґрунту, що створює неоднакові умови для проростання насіння [3].

Варто зазначити, що робота котків на перезволожених ґрунтах різко погіршується внаслідок налипання на їх поверхні ґрунту.

З урахуванням вище викладеного можна зробити висновок, що виникає необхідність у розробці теоретичних передумов для підвищення ефективності прикочування поверхні поля гладкими котками.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Аналіз літературних джерел [2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9] приурочених коткам та колесам з жорстким ободом показує, що вони є достатньо вивчені. При цьому основна увага приділялась питанням їх перекочування в ґрунті з ковзанням і без ковзання, процесу ущільнення ґрунту та утворення в ньому колії.

Однак, питання вирівнювання поверхні поля та створення однакових умов для відновлення капілярної системи в орному шарі шляхом можливого зсуву ґрунту з гребенів і його переміщення у впадини, а також загортання посівних борозенок котком і

самоочищення його поверхні від налиплого ґрунту, залишилися поза увагою.

На нашу думку, одним з найбільш ефективних технічних рішень, які забезпечують зсув ґрунту з гребенів і його переміщення у впаднини є застосування котка установленного під кутом  $\alpha$  до напрямку руху агрегату. Аналіз робочого процесу такого котка показує [2], що він повинен мати форму зрізаного конуса і бути спрямованим меншою основою до напрямку руху. В результаті досліджень було отримано аналітичні вирази для визначення складових сил, що діють в точці дотику котка з валком і ґрунтом, а також тягового опору котка.

**Метою дослідження** є аналіз робочого процесу зсуву котком ґрунту з гребенів і його переміщення у впаднини, а також розробка теоретичних передумов для створення на основі гладких котків нових робочих органів призначених для ефективного вирівнювання поверхні поля, ущільнення ґрунту та загортання посівних борозен.

**Результати досліджень.** Для вивчення взаємодії котка з ґрунтом і валком розглянемо в аксонометричній побудові схему роботи конічного котка, яка наведена на рис. 1.

Вважаємо, що конічний коток переміщується зі швидкістю  $V$  і обертається навколо своєї осі  $OO_1z$  кутовою швидкістю  $\omega$ . Для спрощення аналізу вважаємо, що коток дотикається з валком частиною поверхні, яка обмежена з двох сторін твірними прямими  $M_0M'_0$  і  $M_2M'_2$  та двома криволінійними лініями  $M_0M_2$  і  $M'_0M'_2$ . Візьмемо на твірній  $M_0M'_0$  довільну точку  $m$  і розглянемо в цій точці взаємодію котка з валком. З наведеної схеми видно, що під час переміщення котка по поверхні поля сила тиску  $N$  буде направлена по нормалі до твірної  $M_0M'_0$  поверхні котка. Розкладемо силу нормального тиску  $N$  на дві складові:  $P$  – за напрямком руху котка і  $T$  – уздовж твірної  $M_0M'_0$ . З наведеної побудови видно, що кут між напрямком швидкості  $V$  і нормаллю до твірної рівний

$$90^\circ - \gamma,$$

де  $\gamma$  – кут установки котка до напрямку руху.

Однак, тертя ґрунту об поверхню котка відхиляє силу нормального тиску  $N$  на кут тертя  $\varphi$ . Позначимо силу тиску котка символом  $R$ . З схеми видно, що ця сила викликає силу тертя  $F$  і якщо

$$90^\circ - \gamma > \varphi,$$

то сила тертя набуває максимального значення за умови, що

$$F_{\max} = N \cdot \operatorname{tg} \varphi < N \cdot \operatorname{tg} (90^\circ - \varphi).$$

Отже, у будь-якому разі буде

$$T > F,$$

а це означає, що за таких умов на частинку ґрунту  $m$  діють дві сили:  $P$  і

$T - F$ , результуюча яких, сила  $R$ , направлена під кутом  $\varphi$  до нормалі  $N$ . Таким чином, частинка ґрунту повинна переміщуватись в напрямку цієї єдиної сили  $R$  до тих пір, поки вона не вийде із зони тиску котка.

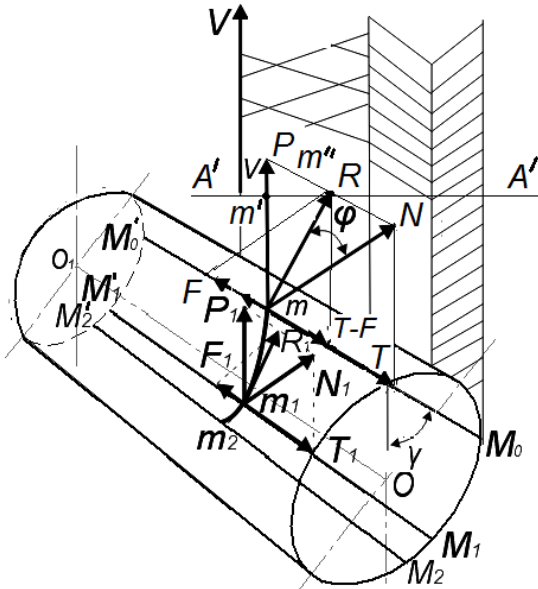


Рис. 1. Схема сил, що виникають при взаємодії котка з гребенем або валком

Те ж саме буде відбуватись і в будь якій іншій точці  $m_1$  або  $m_2$ . Якщо ж має місце нерівність

$$90^\circ - \gamma < \varphi,$$

то сила тертя  $F$ , як реактивна, була б рівна складовій  $T$  і частинка ґрунту рухалась би в напрямку сили  $P$ , тобто без ковзання.

Однак, такий рух може бути тільки в одному випадку, коли вісь обертання котка розміщена перпендикулярно до напрямку руху, або близькому до нього, рис. 2. В цьому випадку частинка ґрунту  $m$ , яка розміщена на твірній циліндра  $AB$ , під час прямолінійного переміщення котка з початкового положення 1, що відповідає висоті валка  $h$ , переміститься в кінцеве положення 11 в точку  $m_1$  розміщену на твірній  $A'B'$ , що відповідає виходу цієї частинки з зони тиску котка (дуга  $mm_2$ ).

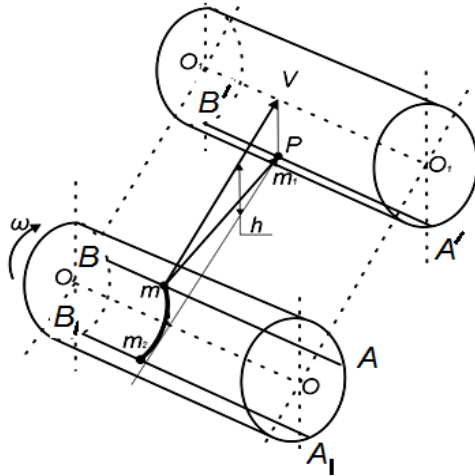


Рис. 2. Схема переміщення частинки  $m$  ґрунту розміщеної на твірній котка при його прямолінійному русі

Горизонтальна проекція  $m'm_1$  вектора  $mm_1$  є нічим іншим, як відстань  $S$ , яку проходить коток з положення 1 в положення 11, рис. 3. Ця ж відстань рівна довжині дузі  $mm_2$  на поверхні котка, яку проходить частинка ґрунту з верхнього положення в нижнє в процесі зсування валка вперед і поступового його вдавлення в середину орного шару.

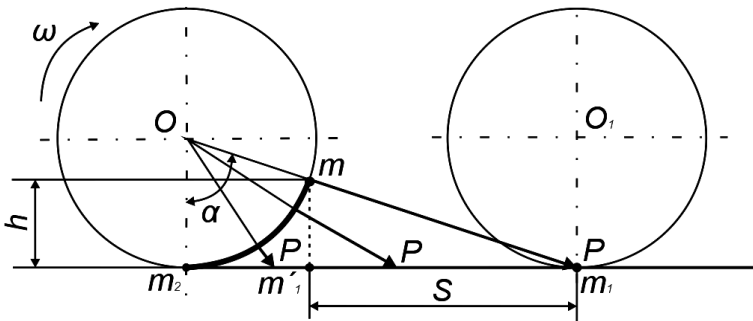


Рис. 3. Схема до визначення відстані, яку проходить частинка ґрунту в процесі зсування валка і його вдавлення в орний шар

Отже, якщо відома висота  $h$  валка і кут  $\alpha$  початку входження котка в валок, то довжину  $S$  шляху на якому відбувається зсув і вдавлення ґрунту в орний шлях, можна визначити за формулою

$$S = h/tg\alpha \cdot$$

Аналогічне переміщення частинки ґрунту спостерігається і під час установки циліндричного або конічного котка під кутом  $\gamma$  до напрямку руху, рис. 1, але шлях  $S$ , який проходить частинка в цьому випадку, буде значно більшим. Щоб було зрозуміло, чому так відбувається, проведемо через кінець вектора  $R$  пряму лінію  $A'A'$  перпендикулярно до напрямку руху котка і прийнемо її за кінцеве положення, що відповідає виходу частинки ґрунту з зони тиску котка (дуга  $mm_2$ ).

Якби частинка ґрунту рухалась без ковзання, то вона в момент виходу з зони тиску котка перемістилася б в точку  $m'$ , але внаслідок тертя ґрунту об поверхню котка сила нормального тиску  $N$ , як було показано вище, відхиляється на кут тертя  $\varphi$ . А тому частинка ґрунту рухатиметься в напрямку сили  $R$  доти, поки не прийде в точку  $m''$ , тобто пройде по твірній шлях  $m'm''$ . З цього випливає, що при переміщенні котка, тобто переміщення його твірної  $M_0M'_0$  з верхнього положення, яке відповідає за умовами постановки задачі висоті валка рівній  $h$ , в нижнє, коли вона займе положення  $M_2M'_2$ , частинка ґрунту переміститься з точки  $m$  в точку  $m_2$  по траєкторії гвинтової лінії з постійним кутом  $\varphi$  підйому.

Процес руйнування і зсуву валка та гребенів з поверхні поля за допомогою котка ґрунтується на основі теорії клина [8], якщо робочу поверхню котка представити у вигляді твірної  $M_0M_0$ , яка є відповідною гранню клина  $VM_0M'_0$ , рис. 4.

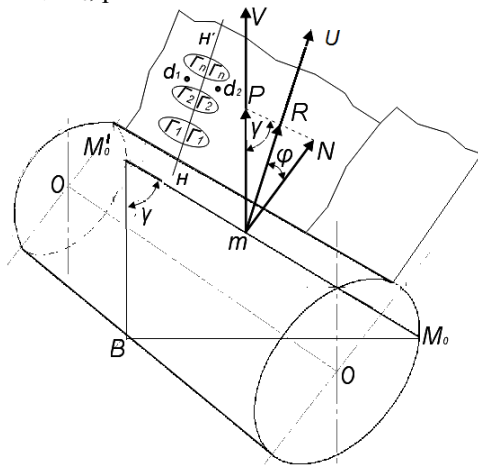


Рис. 4. Схема сил, що діють при зсуві котком валка

Під час переміщення котка по поверхні поля з деякою швидкістю  $V$  він тисне на валок з силою  $R$ . Внаслідок цього ґрунт ущільнюється і в ньому виникає напруга, яка досягнувши максимального значення, викликає утворення тріщин і його зсув. З наведеної схеми видно, що оскільки сила  $R$  відхилена від напрямку руху котка на величину кута

$$90^\circ - (\gamma + \varphi),$$

то очевидно, що і напрям утворення тріщин та зсув ґрунту буде проходити по деякій площині  $HN'$ , паралельній до напрямку дії сили  $R$ . Виділимо умовно вздовж цієї площини елементарні шари ґрунту  $rr$ ,  $r_1r_1$ ,  $r_2r_2$ ,  $r_n r_n$ , які розміщені перпендикулярно до напрямку зминання ґрунту і простежимо їх рух. Очевидно, що при подальшому переміщенні котка ці частинки ґрунту будуть стискуватися до такої межі, що вже більше не будуть деформуватися, а оскільки ця межа розташована вище площини  $HN'$  і частинки переміщуються робочою поверхнею котка з деякою швидкістю, то спроектвавши швидкості  $V$  і  $U$  на нормаль  $mN$ , отримаємо

$$v \sin \gamma = u \cos \varphi,$$

звідки визначимо швидкість переміщення частинок ґрунту, розташованих вище площини  $HN'$

$$u = \frac{v \sin \gamma}{\cos \varphi}.$$

Для того, щоб вияснити характер переміщення частинок ґрунту розташованих нижче площини  $HN'$  і в безпосередній близькості до неї, виділимо в будь-якому елементарному шарі  $rr$  дві довільні точки  $d_1$  і  $d_2$ , які розміщені симетрично відносно цієї площини і простежимо за процесом їх переміщення робочою поверхнею котка. З наведеної побудови видно, що частинки ґрунту розташовані нижче площини  $HN'$  також переміщуються робочою поверхнею котка в тому ж напрямку, але з швидкістю  $U$  значно меншою, ніж частинки ґрунту, що розташовані вище від неї, оскільки в цьому шарі ще відбувається процес зминання. Отже, швидкість точки  $d_2$ , що розташована нижче площини  $HN'$ , менша від швидкості точки  $d_1$ , що розташована вище від неї. В результаті частинки ґрунту, що розташовані вище площини  $HN'$  переміщуються вгору швидше і йдуть вправо, а частинки розташовані нижче, відстають. Тому в точках, що розташовані на площині  $HN'$ , виникає напруга зсуву, і виділений елементарний шар  $rr$  розривається по лінії перерізу його з площиною  $HN'$  на дві частини, з яких верхня частина щодо нижньої переміщується швидше у напрямку площини розколювання. Такий розрив і зсув відбуваються в кожному елементарному шарі, якщо представити шар ґрунту складеним з

системи елементарних шарів  $rr$ ,  $r_1r_1$  і т. д., розташованих один над одним, що перетинають площину  $HH'$  в перпендикулярному до неї напрямку.

Таким чином, весь шар ґрунту, що зсувається котком і стиснутий до крайньої межі в результаті безперервної дії його робочої поверхні, розколюється по площині  $HH'$ , утворюючи тріщини, паралельні напрямку швидкості  $U$ , що проходять через всю товщу шару ґрунту. В результаті цього вся частина валка та гребенів, що розкололася, зсувається вправо і вгору. При подальшому переміщенні котка процес повторюється і весь оброблюваний шар ґрунту розпадається на окремі частинки.

Проведений аналіз показує, що установка гладких котків під кутом  $\alpha$  до напрямку руху агрегату забезпечує якісне вирівнювання поверхні поля насамперед за рахунок зсування зайвого ґрунту з гребенів і його переміщення у впадини, а потім вже і за рахунок вдавлювання грудок в орний шар. Такий агротехнічний захід створює передумови для підвищення однорідності стану орного шару за об'ємною масою, який після проходження котка рівномірно ущільнюється. У такому ґрунті швидко відновлюється капілярна система, яка забезпечує приток вологи з нижніх шарів і рівномірне зволоження орного шару по всьому об'єму. При цьому за рахунок бічної сили забезпечується постійне самоочищення поверхні котка від налиплого ґрунту.

Отже, можна вважати, що проведений аналіз є теоретичними передумовами для розробки на базі гладких котків як з циліндричною, так і з конічною поверхнею, нових робочих органів призначених для вирівнювання поверхні поля, ущільнення ґрунту та загортання посівних борозен.

Таким чином, на основі проведеного аналізу можна зробити наступні **висновки**:

1. Установка циліндричного або конічного котка під кутом  $\alpha$  до напрямку руху є причиною виникнення сили  $R$  направленої під кутом  $\varphi$  до нормалі  $N$ , яка забезпечує бічний зсув гребенів у впадини, що є основною передумовою для підвищення однорідності стану орного шару за об'ємною масою і відповідно, рівномірності його ущільнення.

2. За рахунок сили  $R$  усувається таке негативне явище в роботі котка, як періодичне утворення перед ним валка, що є основною причиною нерівномірного ущільнення ґрунту.



Література

1. Шведик М.С. Аналіз робочого процесу загортання посівних борозенок конічним котком. // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. Статей. – Вип.20.–Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2010. – С. 372–377.
2. А.с. №1671186 (СССР). Пневмосошник для посева зернових культур. Шведик Н.С., Кравец І.А., Устименко А.С. – Б.І., 1991 – №31.
3. Шведик М.С. Агротехнічні передумови до стабілізації водно-повітряного режиму в кореновому шарі ґрунту. // Сільськогосподарські машини: – Зб. наук. статей. – Вип.18.–Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2009. – С.520–525.
4. Сабликов М.В.Сельскохозяйственные машины. – Ч.2. Основы теории и технологического расчета. – М.: Колос, 1968–296 с.
5. Хайлис Г.А., Гелич Л.А. Анализ процесса качения колеса с образованием колеи // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. статей. – Вип.10. –Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2002. – С. 225–236.
6. Хайлис Г.А., Нагорняк Г.С., Мартынюк В.Л. Анализ взаимодействия гладкого катка с почвой // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. статей. – Вип. 16. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2007. – С. 208–214.
7. Полетаев А.Ф. Основы теории сопротивления качению и тяги жесткого колеса по деформируемому основанию. – М.: Машиностроение, 1971 – 68 с.
8. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. – Т.1. – Ч.1. Машини та знаряддя для обробітку ґрунту. – Харків: Око, 2001. – 444с.
9. Ковбаса В.П., Почка К.І. Кінематика взаємодії ущільнюючого котка з шаром середовища обмеженої глибини // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. статей. – Вип.15. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2007. – С.139–147.

*Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух*

УДК 631.331

© М.С.Шведик, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

## **КЛАСИФІКАЦІЯ МЕТОДІВ ПРОЕКТУВАННЯ І АЛГОРИТМ ЇХ ПРАКТИЧНОГО ЗАСТОСУВАННЯ В ПРОЦЕСІ РОЗРОБКИ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН**

*У статті наведено класифікацію методів проектування та алгоритм їх практичного застосування в процесі розробки сільськогоспо–дарських машин.*

### **МЕТОД ПРОЕКТУВАННЯ, СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, РОЗРОБКА.**

**Постановка проблеми.** Одним з важливих факторів, що впливає на ефективність розробки сільськогосподарських машин, і особливо складних, є раціональний вибір методів проектування, який насамперед залежить від особистої кваліфікації конструктора, його досвіду, досконалого знання методів проектування і вміння їх застосовувати на практиці. Такі знання і вміння отримують фахівці після вивчення спеціальної дисципліни "Методи проектування СГМ", яка серед багатьох інших дисциплін передбачених навчальним планом їх підготовки, є однією з наймолодших.

Нажаль в публікаціях приурочених "Методам проектування СГМ" часто самі методи проектування підмінюються іншими категорі–ями, зокрема такими, що стосуються визначення ширини захвату машини, її продуктивності, швидкості, стійкості. Однак ці питання є предметом вивчення інших дисциплін, таких як "Робочі процеси СГМ", "Проекту–вання машин", "Експлуатація машин".

Безумовно, що відсутність чіткого розмежування між дисциплі–нами призводить не тільки до дубляжу, але й спотворює саму уяву про суть предмету, який вивчається, стає незрозумілим, що ж є предметом вивчення тої, чи іншої дисципліни.

Відсутність класифікації методів проектування не сприяє чіткій систематизації теоретичного матеріалу, що призводить до певних труднощів під час його самостійного вивчення.

А тому виникає необхідність в чіткій класифікації методів проектування сільськогосподарських машин і систематизації відповідного теоретичного матеріалу та в розробці схеми алгоритму їх практичного застосування в процесі розробки сільськогосподарських машин.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Аналіз літературних джерел приурочених "Методам проектування СГМ" показує, що до недавнього в публікаціях недостатньо уваги приділено саме методам проектування, практично не розкрито їх суть і не вказано, які є їх види та яка між ними відмінність, а також коли і за яких обставин необхідно застосовувати той, чи інший метод, не дано чіткого визначення, що ж таке метод проектування та не чітко означено, що таке проектування і що таке конструювання, зрештою не дано і визначення, що ж вивчає сама дисципліна "Методи проектування СГМ".

Значний внесок з вивчення методів проектування, їх розробки, розвитку і становлення як самостійної дисципліни зробили такі відомі вчені, як Шмат К.І., Сисолін П.В., Самарін О.Є., Е.І. Бондарєв, С.М. Макаров та інші [1, 2, 3, 4]. Ними розроблено типову програму та видано однойменний з дисципліною підручник. По суті це перша і єдина в цій сфері фундаментальна праця, в якій узагальнено весь досвід проектування сільськогосподарських машин набутий провідними вченими і практиками на протязі кількох десятиліть.

Однак він в повному обсязі не розкриває всієї суті даної дисципліни, що створює певні труднощі для студентів, інженерно-технічних працівників, проектувальників і конструкторів під час її вивчення. Тому відповідь на окремі питання доводиться шукати в інших джерелах.

**Метою дослідження** є розробка чіткої класифікації методів проектування та алгоритму їх практичного застосування в процесі розробки сільськогосподарських машин.

**Результати досліджень.** Дослідження показали, що в публікаціях часто "Методи проектування" називають способами проектування або прийомами. Однозначної відповіді на правильність або не правильність назви означеного терміну не дають і тлумачні словники. Наприклад, в словнику [5], ст. 522 зазначено, що а) "Метод – це спосіб пізнання явищ природи" і б) "Приєм або система прийомів, що застосовуються в якій-небудь галузі діяльності", а на ст. 1179 цього ж видання вказується, що "Спосіб – це певна дія, прийом або система прийомів, яка дає можливість зробити, здійснити що-небудь, досягнути чогось". Однак, в цьому ж словнику на ст. 933 зазначається, що і "Приєм – це спосіб виконання або здійснення чого-небудь." Під цим же визначенням наводиться і наступне значення цього терміну, що "Приєм – це метод дослідження, вивчення чого-небудь". Неоднозначність тлумачення технічного терміну "Метод" призводить до плутанини і в назві "Методів проектування". Як

наслідок інколи один метод має різні назви. Часто в публікаціях є практичні рекомендації в проведенні "розрахунків", "теоретичних розрахунків", "силових розрахунків" і т.п., або посилання на необхідність в побудові "графічної моделі, функціональної, структурної, кінематичної і ін. схем". Така різноманітність вживаних термінів говорить про відсутність чіткої класифікації методів проектування сільськогосподарських машин та систематизації відповідного теоретичного матеріалу, а також схеми алгоритму їх практичного застосування в процесі розробки нових машин.

На нашу думку, "методи проектування" можна розділити на чотири групи і представити у вигляді схеми, рис. 1.

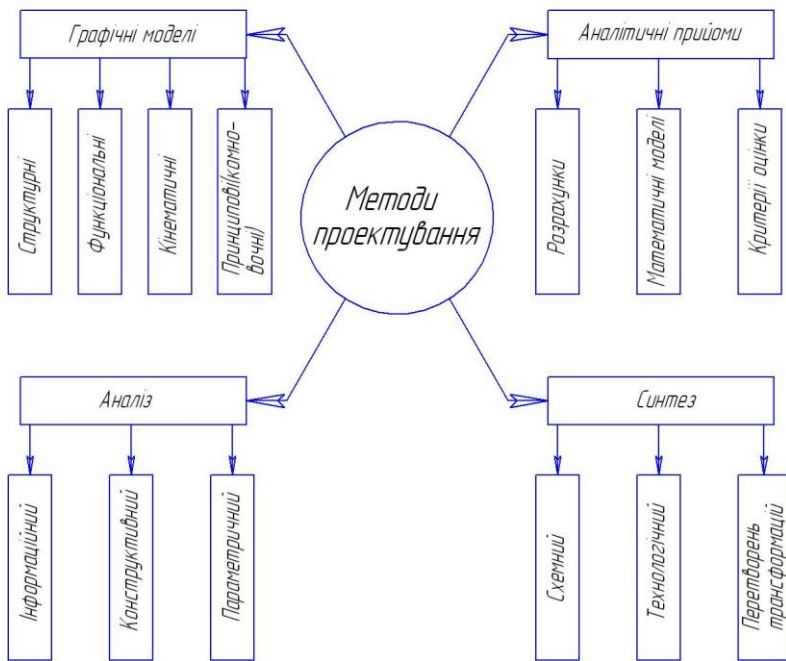


Рис. 1. Класифікація методів проектування сільськогосподарських машин

Така класифікація дає можливість чітко систематизувати весь теоретичний матеріал, робить його виклад логічно-послідовним, зрозумілим і доступним для вивчення.

Наприклад, за допомогою *аналітичних прийомів* визначають масу машини, умови її стійкості, міцність машини, надійність та інші показники, що характеризують якість виконання робочого процесу.

*Аналіз* (грецьке *analysis*) – це метод дослідження об'єкта (явища) шляхом розкладу (розчленування) його в думках на складові частини. При цьому інформаційний аналіз проводять до початку проектування і він передбачає вивчення всієї інформації, що стосується теми майбутньої конструкторської розробки. Очевидно, що конструктивний і параметричний аналіз є також зрозумілим, оскільки на це вказує їх однойменна назва. На практиці в процесі проектування складних сільськогосподарських машин методи аналізу часто чергуються з методами синтезу, але синтез в основному відноситься до заключного етапу проектування.

*Синтез* (грецьке *synthesis* – з'єднання, складання) – це метод створення нового об'єкта шляхом його складання або з'єднання в одне ціле з окремих відомих частин. За видами об'єктів, або за найбільш характерними ознаками, які будуть синтезуватись, синтез умовно можна розділити на схемний, конструктивний, технологічний та перетворень і трансформації. *Схемний синтез* – це синтез кількох схем одного виду (функціональних, кінематичних, структурних), в результаті якого отримують таку схему, яка забезпечує найбільш ефективне виконання, наприклад робочого процесу, або передачі крутного моменту до робочих органів і т.п. *Конструктивний і технологічний синтез* – це синтез конструктивних елементів або робочих процесів, чи операцій. В основі *синтезу методу перетворень і трансформації* лежить метод, що використовується при побудові геометричних тіл. Зазначимо, що він є універсальним, оскільки дає можливість проводити його в двосторонньому напрямку, починаючи з будь-якої позиції, і отримувати конструктивно-технологічну схему будь-якого об'єкта з прогнозованими параметрами. Суть цього методу та інших детально викладено в [6,7,8]. Однак на практиці нерідко синтез проводять одночасно за кількома ознаками.

На основі такого підходу само по собі випливає, що:

1. *Методи проектування СГМ* – це наука, яка на основі аналізу виявляє переваги і недоліки машин-аналогів і шляхом синтезу визначає можливі варіанти побудови геометричних моделей нових машин, а за допомогою *аналітичних прийомів* встановлює їх раціональні, конструктивно-технологічні, кінематичні і енергетичні параметри.

2. Оскільки процес розробки нової машини є досить складним, то його можна розділити на три етапи – проектування, конструювання і

матеріалізації, які взаємопов'язані між собою і доповнюють один одного та зробити наступні визначення:

**а) Проектування** (лат. *Projectus – кинутий вперед*) – це процес створення проекту (прообразу, прототипу) машини шляхом побудови її графічних моделей на основі аналітичних прийомів з застосуванням аналізу і синтезу.

**б) Конструювання** – це процес графічної деталізації складових частин з уточненням їхньої конструкції, конструктивних розмірів, способів з'єднання, взаємодії частин, вибору способу, технології та матеріалу для їх виготовлення, проведення уточнених розрахунків на міцність і жорсткість.

**в) Матеріалізація** – це процес підготовки конструкторської документації до передачі підприємству–виробнику для виготовлення експериментального зразка, його виготовлення, випробування та усунення виявлених недоліків і доведення конструкції до стану, при якому досягаються показники якості, зазначені в «Технічному завданні».

Необхідно зазначити, що проектування передуює конструюванню і є пошуком науково обґрунтованих, технічно здійснимих та економічно доцільних інженерних рішень. Результатом проектування є проект об'єкта, який розробляється. Його конструктивна форма в процесі розробки постійно уточнюється з застосуванням методів проектування.

На нашу думку цей процес можна представити у вигляді схеми алгоритму застосування методів проектування під час розробки сільськогосподарської машини, що наведена на рис. 2. Її горизонтальна вісь представляє графічні моделі, тобто робочий стід з аркушем креслярського паперу (або монітор), а вертикальні осі відображають аналітичні прийоми та синтез. При такому розміщенні методів проектування на схемі їх функціональна залежність у вигляді аналізу буде виражатись прямою, тобто стрілою, нахиленою під кутом до горизонтальної осі, вістря якої лежить на шкалі з позначками "+" та "-".

З наведеної схеми видно, що в процесі розробки сільськогоспо–дарської машини застосовуються практично всі чотири методи проекту–вання. При цьому процес проектування розпочинається з аналізу бази даних. Позначимо початковий етап проектування на стрілці поз. №1. На основі уявної проробки будується перший варіант графічної моделі, поз. №2, який відразу ж піддається всебічному аналізу, поз. 3№. Очевидно, що наступним кроком буде попередній розрахунок конструктивно–техноло–гічних параметрів

розроблюваної машини, поз. №4. Отримані результати піддаються аналізу, поз.№5, і на їх основі вносяться відповідні виправлення в графічній моделі, поз. №6, які також піддаються аналізу, поз.№7.

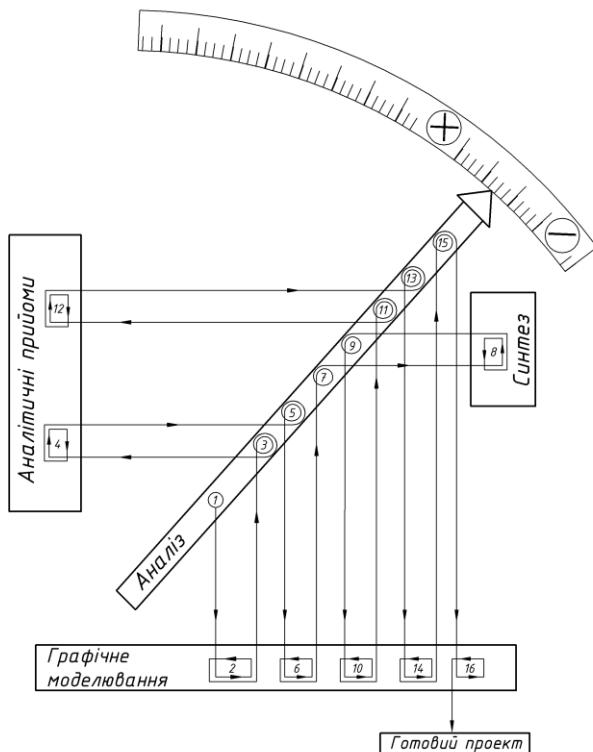


Рис.2. Схема алгоритму застосування методів проектування в процесі розробки сільськогосподарської машини

Наступним етапом розробки є синтез, поз. №8. Він є найбільш відповідальним, оскільки вимагає від конструктора прийняття і внесення серйозних, інколи навіть не ординарних конструктивних рішень, які докорінно змінюють конструкцію робочого органу, вузла, машини, або технологічного процесу в порівнянні з початковим варіантом. Синтезовані зміни в конструкції також піддаються всебічному аналізу, поз. №9, і відображаються в графічній моделі, поз. №10. Внесені зміни необхідно критично оцінити. При цьому, ні в якому разі не можна допускати самозаспоєння досягнутим результатом, оскільки саме після синтезу часто з'являються нові ідеї,

нові рішення. Тут необхідна глибока проробка всіх можливих варіантів нових конструктивних рішень, яка повинна дати можливість підвести під ними остаточну риску.

На заключноу етапі проектування необхідно проаналізувати всю розробку, поз. №11, і після відповідних корегувань провести уточнені розрахунки, поз. №12, наприклад, валів, шестерень, шків, швидкості і ін. На основі результатів аналізу, поз. №13, вносяться відповідні конструктивні зміни, поз. №14, які ще раз аналізуються, поз. №15, і в кресленнях робляться остаточні виправлення, поз. №16, після чого робота над проектом вважається завершеною.

За таким принципом відбувається процес проектування будь якої машини не зважаючи на те, що деякі конструктори справляються з поставленим завданням дуже швидко, не вдаючись ні до яких схем, що визначають певний порядок застосування методів проектування. Однак, так можуть працювати тільки досвідчені, високоерудовані конструктори, у яких сильно розвинена інтуїція. А тому процес проектування у них також проходить за такою ж схемою, але дуже швидко, на підсвідомому рівні. При цьому стрілка буде мати більший кут нахилу і її вістря лежатиме на шкалі з позначкою "+" ближче до лівої вертикальної осі. Очевидно, що для молодих, початкуючих конструкторів в процесі проектування також необхідно дотримуватись запропонованої схеми. Оскільки процес розробки у них проходить значно довше, ніж у досвідчених конструкторів, то стрілка буде мати менший кут нахилу і її вістря лежатиме на шкалі з позначкою "-" ближче до вертикальної осі розміщені праворуч. З набуттям конструктором досвіду, застосування методів проектування на практиці відбувається автоматично за наведеною схемою, або подібною до неї.

Для прикладу застосування на практиці методів проектування в процесі розробки складної сільськогосподарської машини візьмемо завдання на розробку багатофункціонального комбайна.

Очевидно, що першим етапом проектування такого комбайна необхідний аналіз бази даних, що стосується насамперед зернозбиральних комбайнів. Отже, проведений аналіз техніко-економічних показників як вітчизняних так і зарубіжних комбайнів, що широко використовуються в господарствах України, показує, що вони мають низьку пропускну здатність – до 5...10 кг/с, внаслідок чого період збирання зернових культур затягується до 20...30 днів. Це призводить до значних втрат зерна. При цьому багато зерна вибивається з колосків внаслідок ударів планок мотовила по стеблах. Для більшості комбайнів характерним є й те, що після їхнього проходу



на полі залишається в копах солома, на збирання якої необхідні значні матеріальні, технічні і людські ресурси, що впливає на собівартість сільськогосподарської продукції. Крім цього, існуючі зернозбиральні комбайни мають вузький діапазон використання – не більше 30 днів протягом року.

Відсутність нетрадиційних шляхів розв’язання головної задачі – підвищення їх пропускної здатності, змушує конструкторів іти на збільшення ширини молотарки та довжини сепаратора. Однак, такий шлях призводить до різкого зростання не тільки матеріаломісткості процесу, але і його енергомісткості. В той же час аналіз існуючих конструктивно–технологічних схем як зернозбиральних комбайнів, так і одно, двоопераційних машин з різних галузей, таких як пилевідсмоктувачів, прес–підбирачів стеблової маси з закручуванням її в рулони, двоярусного висіву насіння і туків, самоскидів і інших показує, що цю проблему можна успішно розв’язати шляхом синтезу цих схем в одній машині.

Наприклад, взявши за основу синтезу конструктивно–технологіч–ні схеми зернозбиральних комбайнів і застосовуючи двоярусний зріз хлібної маси та роздільний обмолот колосової і стеблової частин дає можливість об’єм подачі соломи як в молотарку, так і в очистку, зменшити в 3...5 разів. Очевидно, що для реалізації цієї ідеї необхідно на комбайні встановити дві жниварки в двох ярусах. При цьому нижня жниварка повинна не тільки зрізати підгон, але й мати пристрій для обмолоту колоскового шару, що міститься в цьому підгоні.

Для вловлювання зерна вибитого планками мотовила найбільш ефективним способом буде застосування пневмо–вловлювання, яке ґрунтується на створенні розрідження в зоні мотовила. Для очистки зерна і його виділення з вороху замість традиційного соломотряса буде доцільним застосувати продування вороху повітряними струменями, шляхом створення кишлячого шару.

Розширити технологічні можливості комбайна можна шляхом установки в нижній жниварці швидкозмінного молотильного апарата, після демонтажу якого нижня жниварка буде працювати в режимі скошування трав з укладанням її у валок, а установка спеціального підбирача з пресом дасть можливість підбирати з валків сіно, солому, льонотресту і пресувати її в круглі рулони та укладати в спеціальний причіпний візок. Таке рішення дасть можливість за один прохід комбайна збирати не тільки зерно, але й збирати солому спресовану у рулони, накопичувати їх у причіпному візку, що застосовується для перевезення жниварок і скидати рулони на краях поля по чотири

штуки. Буде доцільним встановити на комбайні бункер виконаний у вигляді кузова, що піднімається за допомогою гідروциліндрів. Це забезпечить транспортування сипких матеріалів, а його демонтаж і зняття прес-підбирача та жниварок дасть можливість використовувати комбайн протягом року для перевезення великогабаритних і об'ємних вантажів.

Відповідно до запропонованих рішень найбільш ефективним буде їх відображення в схемі багатофункціонального комбайна із застосуванням двоюрядного зрізу хлібної маси та роздільним обмолотом колосової і стеблової частин, рис. 3.

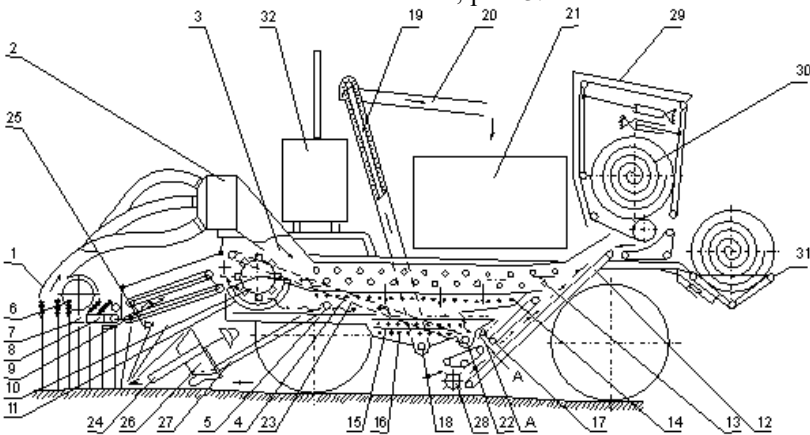


Рис. 3. Схема багатофункціонального комбайна побудована з використанням алгоритму застосування методів проектування в процесі розробки

Технологічний процес такого комбайна протікає наступним чином. Пневмопідіймач 1 під час руху комбайна в загінці за рахунок розрідження, що створює вентилятор 2, піднімає стебла і вловлює зерно, яке випадає з колосків внаслідок ударів планок мотовила 6 по них. При цьому стебла витягуються по висоті і мотовило їх підводить до різального ножа 7, який зрізає колосову частину хлібної маси (товщина шару до 0,3 м) і вкладає її на платформу жниварки верхнього ярусу 8. Звідси маса потрапляє в похилу камеру 9, а з неї – в основний молотильний апарат 10. Тут маса протягується по деці 11 і зерно просіюється крізь її отвори на стрясну дошку 5 і переміщується на верхнє решето решітного стану 15.

Внаслідок інтенсивних коливань решета, ворох розділяється на зерно і полови. При цьому зерно провалюється крізь отвори верхнього решета і падає на нижнє решето, продувається повітряними струменями, що витікають з бічних сопел 16, внаслідок чого воно очищається від полови, яка викидається на транспортери 17. Таким чином, очищене зерно по похилому днищу решітного стану 15 скочується до зернового шнека 18 і направляється ним до норії 19, яка транспортує зерно вгору і по лотку 20 воно потрапляє в бункер 21. При цьому необмолочені колоски потрапляють до колосового шнека 22 і далі колосовим транспортером 23 подають–ся на повторний обмолот в основний молотильний апарат 10, а солома з молотильного апарата викидається в сепараційну камеру, де вона піддається інтенсивному струшуванню повітряними струменями, що виходять з бічних 13 і встановлених знизу 4 сопел. Внаслідок такого струшування зерно відокремлюється від соломи і крізь отвори в днищі пневмосепараційної камери потрапляє на стрясну дошку та на решітний стан для остаточного очищення і подачі в зерновий бункер, а солома викидається на транспортер 12.

Одночасно жниварка нижнього ярусу 24 зрізає стебла із зрізаною колосовою частиною і повітряним потоком, що виходить з сопел 26, вони вкладаються на платформу нижньої жниварки і подаються до додаткового молотильного апарата 26. Тут вимолочене зерно зі стебел–підгонів потрапляє в пневмотранспортер 27 і подається на стрясну дошку 5, а солома викидається на стерню у валок. Далі цей валок підбирає барабан–ний підбирач 28 і всю масу подає на транспортер 12, а він в свою чергу подає її до рулонного преса 29. Тут солома пресується в круглий рулон 30, який після остаточного формування скидається на ліфтер–обв'язчик 31. Після обв'язки рулону він скидається у причіпний візок і транспортується в кінець поля, де відбувається їх групове вивантаження (по 4 шт.), що забезпечує звільнення поля від соломи.

Таким чином, на основі проведеного аналізу можна зробити наступні **висновки**:

1. Розроблено чітку класифікацію методів проектування та алгоритм їх практичного застосування в процесі розробки сільськогоспо–дарських машин.

2. На основі синтезу конструктивно–технологічних схем зернозбиральних комбайнів, пилевідсмоктувачів, рулонних прес–підбирачів стеблової маси та інших машин, розроблено схему багатofункціонального комбайна з двохярусним зрізом хлібної маси та

роздільним обмолотом колосової і стеблової частин, який забезпечує пневмовловлювання вибитого з колосків зерна і може використовуватись протягом року на інших сільськогосподарських роботах.

#### Література

1. Сисолін П.В. Методи проектування сільськогосподарських машин для рільництва. – Київ: НМК ВО, 1993. – 152с.
2. Шмат К.І., Сисолін П.В., Самарін О.Є., Е.І. Бондарев, С.М. Макаров. Методи і принципи проектування сільськогосподарських машин і агрегатів. – Херсон, 2004. – 176 с.
3. Шмат І.К., Сисолін П.В., Самарін О.Є., Бондарев Є.І. Методи і принципи проектування сільськогосподарських машин і агрегатів: Навчальний посібник. – Херсон: Олді-плюс, 2009. – 132с.
4. Хайліс Г.А., Коновалюк Д.М. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин: Навч. посібник. – К.: НМКВО, 1992. – 318 с.
5. Великий тлумачний словник сучасної української мови / Уклад. і голов. ред. В.Т. Бусел. – К.; Ірпінь: ВТФ «Перун», 2003. –1440 с.
6. Шведик М.С. Аналіз і синтез пневмомеханічних апаратів централізованого висіву насіння. Наукові нотатки: Міжвузівський збірник. – Вип.20. – Луцьк, 2007. – С. 546–552.
7. Шведик М.С. Аналіз гравітаційних розподільників основного насінневого потоку зернових сівалок. Сільськогосподарські машини: Зб. наук. статей. – Вип. 16. – Луцьк, 2007. – С. 223–232.
8. Шведик М.С. Синтез схем гравітаційних розподільників насінневого потоку сівалок. Сільськогосподарські машини: Зб. наук. статей. – Вип. 17. – Луцьк, 2008. – С. 157–186.

*Рецензент д.т.н., проф. В.Ф.Дідух*

УДК 631.171: 633.85

© В. В. Шевчук

Львівський національний аграрний університет

## **ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІКО–ТЕХНОЛОГІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ НАСІННЯ ОЛІЙНИХ КУЛЬТУР**

*Визначено механіко–технологічні властивості олійних культур, зокрема маси насіння, кута природного укосу, лінійних параметрів (довжина, ширина, товщина), коефіцієнтів і кутів зовнішнього та внутрішнього тертя.*

### **КОЕФІЦІЄНТ ТЕРТЯ, КУТ, ОЛІЙНІ КУЛЬТУРИ, СТУПІНЬ ПОДРІБНЕННЯ, РОБОЧИЙ ТИСК.**

**Постановка проблеми.** Аналіз існуючих конструкцій подрібнювальних машин насіння олійних культур свідчить, що для обґрунтування способу подрібнення, оптимальних конструктивних та технологічних параметрів машин необхідно провести дослідження механіко–технологічних властивостей насіння.

Підвищена неоднорідність насіння олійних культур по олійності і лінійних параметрах значно ускладнює технологічний процес виробництва олії, особливо підготовчі операції.

Тому під час проектування технологічних процесів, робочих органів відповідних машин потрібно знати основні закономірності фізико–механічних і технологічних властивостей матеріалів, а також методи їх визначення.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Вивчати властивості сільськогосподарських матеріалів та розробляти методики для їх визначення почали вже на ранніх етапах розвитку сільськогосподарського виробництва, однак найбільшого розвитку воно набуло в ХХ ст. у період різкого зростання механізації виробництва [1].

Вивчення механіко–технологічних властивостей сільськогосподарських матеріалів тісно пов'язане з їхніми біологічними та фізичними особливостями, розмірно–масовими показниками, кліматичними умовами вирощування, зберігання, переробки, обробітку [1–4].

Уніфікація показників механіко–технологічних властивостей різних груп сільськогосподарських матеріалів дає змогу створити єдині прилади та випробувальні машини для визначення цих показників.

Оскільки механіко–технологічні властивості насіння олійних культур мають суттєвий вплив на обґрунтування конструктивних

параметрів подрібнювальних машин та процес відтискання олії, постає актуальним питання їх дослідження для основних олійних культур України, а саме для ріпаку, редьки олійної, гірчиці сизої та гірчиці білої, окремих досліджень для яких нема.

**Мета дослідження.** Метою даного дослідження є визначення механіко–технологічних властивостей насіння олійних культур, зокрема маси насіння, кута природного укусу, розмірів (довжина, ширина, товщина), коефіцієнтів і кутів зовнішнього та внутрішнього тертя.

Об'єктом досліджень було насіння озимого ріпаку сорту Света, редьки олійної Журавка, гірчиці сизої Роксолана та гірчиці білої Підпечерецька. Вказані дослідження проводились в механічній лабораторії Львівського національного аграрного університету.

**Результати дослідження.** Дослідження проводились за загальноприйнятими [1–4], а також запропонованими методиками при вологості насіння 9 – 12 %.

У процесі дослідження встановлювались наступні показники: маса насіння, розміри (довжина, ширина товщина), кут природного укусу, коефіцієнт внутрішнього тертя, коефіцієнти та кути зовнішнього тертя насіння олійних культур по різних поверхнях.

Маса насіння визначалась за допомогою електронної ваги ТВЕ–0,5–0,01. Для цього відраховували по 1000 насінин кожного досліджуваного матеріалу, які зважувались у п'ятиразовій повторності з точністю до 0,01 г; результати досліджень наведені в табл. 1

Таблиця 1. Маса насіння олійних культур

Показник	Маса 1000 насінин, г					Середнє значення, г	Середньоквадратичне відхилення, г	Коефіцієнт варіації, %	Похибка дослід., %
	1	2	3	4	5				
Редька олійна Журавка	9,99	9,98	9,98	10,20	10,15	10,06	0,198	1,971	0,089
Гірчиця біла Підпечерецька	4,45	4,46	4,46	4,47	4,46	4,46	0,014	0,317	0,006
Озимий ріпак Света	3,32	3,33	3,30	3,31	3,10	3,272	0,124	3,779	0,055
Гірчиця сиза Роксолана	4,4	4,45	4,48	4,45	4,45	4,446	0,058	1,294	0,026

Проведений аналіз свідчить, що середнє значення маси насіння олійних культур змінюється в діапазоні: від 3,272 г озимого ріпаку сорту Света до 10,06 г редьки олійної сорту Журавка. Коефіцієнт варіації в досліджуваних сортів змінюється в межах від 0,014 % у гірчиці білої до 0,198 % редьки олійної.

Для дослідження лінійних розмірів олійних культур відраховували 100 насінин та за допомогою мікрометра визначали їх розміри в трьох взаємно перпендикулярних площинах, після чого розраховувалось середнє арифметичне значення, середньо-квадратичне відхилення, коефіцієнт варіації та похибку досліду. Розміри насіння олійних культур наведені в табл. 2.

Таблиця 2. Розміри насіння олійних культур

Назва показника		Гірчиця сиза Роксола на	Гірчиця біла Підпече- пелька	Редька олійна Журавка	Озимий ріпак Света
Довжина, мм	мінімальна	1,47	1,86	3	1,43
	максимальне	2,38	2,68	4,15	2,12
	середнє значення	1,97	2,3378	3,51	1,71
	середньо-квадратичне відхилення	0,165	0,188	0,236	0,15
	коефіцієнт варіації, %	8,368	8,058	6,712	9,04
	похибка досліду, %	2,457	2,664	3,332	2,18
Ширина, мм	мінімальна	1,29	1,74	2,2	1,43
	максимальне	1,83	2,38	3,3	2,03
	середнє значення	1,56	2,04	2,669	1,687
	середньо-квадратичне відхилення	0,118	0,164	0,241	0,146
	коефіцієнт варіації, %	7,579	8,047	9,043	8,644
	похибка досліду, %	1,766	2,322	3,413	2,062
Товщина, мм	мінімальна	1,06	1,41	1,6	1,45
	максимальне	1,7	2,05	2,8	2,16
	середнє значення	1,376	1,7508	1,963	1,714
	середньо-квадратичне відхилення	0,138	0,171	0,256	0,162
	коефіцієнт варіації, %	10,052	9,739	13,038	9,472
	похибка досліду, %	2,062	2,411	3,619	2,296

Діапазон зміни розмірних параметрів насіння олійних культур становить: найменша довжина 1,71 мм озимого ріпаку сорту Света (довірливий інтервал 1,43...2,12 мм), а максимальна 3,51 мм редьки олійної сорту Журавка (довірливий інтервал 3...4,15 мм). Найменша ширина 1,56 мм у гірчиці сизої (довірливий інтервал 1,29...1,83 мм), найбільша – у редьки олійної (2,2...3,3 мм), найменша товщина у насіння гірчиці сизої 1,37 мм (1,06...1,7 мм), а максимальна – у редьки олійної 1,96 мм (1,6...2,8 мм).

Коефіцієнт варіації розмірів насіння олійних культур змінюється в межах від 6,71 % для редьки олійної до 9,04 % у озимого ріпаку по довжині насіння, відповідно по ширині 7,57 % у гірчиці сизої до 9,04 % редьки олійної та по товщині мінімальне значення коефіцієнта варіації 9,47 % у озимого ріпаку та максимальне 13,038 % – редьки олійної.

Для ідеально сипких матеріалів кут внутрішнього тертя дорівнює куту природного укосу  $\alpha_0$ , спосіб визначення якого ілюструє рис. 1, а коефіцієнт  $f_b$  внутрішнього тертя –  $\text{tg } \alpha_0$ .

Порожнистий циліндр 1 ставлять на площину 2 і доверху заповнюють його сипким матеріалом. Потім циліндр повільно підіймають, при цьому матеріал висипається і розміщується під кутом природного укосу  $\alpha_0$ .

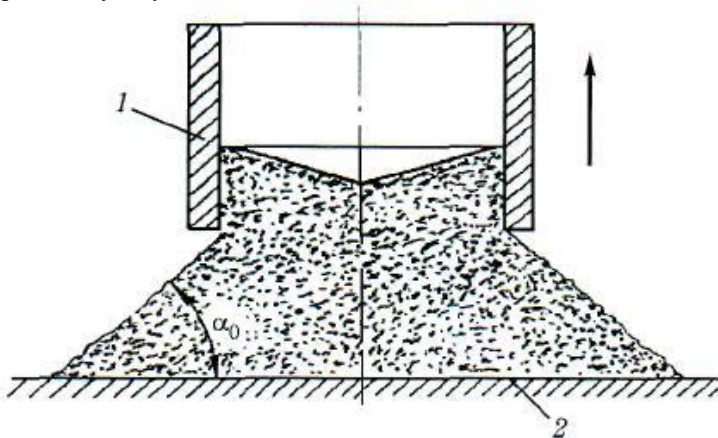


Рис. 1. Схема визначення кута природного укосу: 1 – циліндр; 2 – опорна площина

Результати досліджень кута природного укосу та коефіцієнта внутрішнього тертя наведені в табл. 3.



Таблиця 3. Кут природного укусу насіння олійних культур

Культура	Середнє значення	Середньо–квadraticне відхилення, °	Коефі–цієнт варіації, %	Похибка досліду, %
Кут природного укусу $\alpha_0$ , °				
Гірчиця біла Підпечерецька	28,332	1,015	3,582	0,321
Гірчиця сиза Роксолана	30,146	0,626	2,078	0,198
Редька олійна Журавка	32,456	0,351	1,081	0,111
Озимий ріпак (Света)	27,989	0,584	2,088	0,185
Коефіцієнт внутрішнього тертя, $f_v$				
Гірчиця біла (Підпечерецька)	0,539	0,023	4,202	0,007
Гірчиця сиза (Роксолана)	0,580	0,015	2,505	0,005
Редька олійна	0,636	0,009	1,356	0,003
Озимий ріпак (Света)	0,531	0,013	2,475	0,004

Кут природного укусу насіння олійних культур знаходиться в межах від 27,98° – для озимого ріпаку до 32,45° – для редьки олійної.

Коефіцієнт варіації змінюється в межах 1,081% для редьки олійної до 3,58% гірчиці білої.

Похибка досліджень кута природного укусу не перевищує 0,5 % для досліджуваних культур.

Проведений аналіз свідчить, що коефіцієнт внутрішнього тертя насіння олійних культур знаходиться в межах від 0,531...0,636, а коефіцієнт варіації не перевищує 5 % для досліджуваних культур.

Найпростіший спосіб визначення кута і коефіцієнта зовнішнього тертя базується на ковзанні досліджуваного матеріалу по похилій площині. Принцип ковзання реалізовано у приладі, запропонованому В.О. Желіговським (рис. 2) [3].

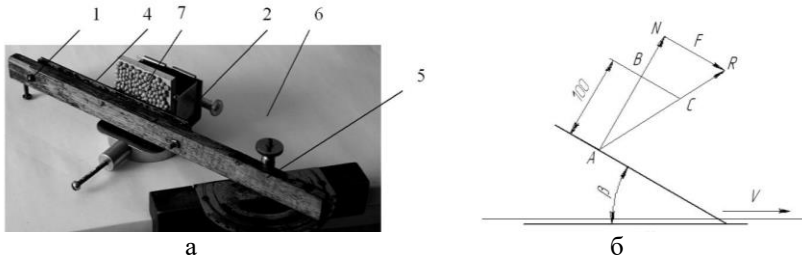


Рис. 2. Загальний вигляд (а) приладу В. О. Желіговського та схема (б) вимірювань: 1 – лінійка; 2 – каретка; 3 – самописець; 4, 7 – досліджувана пара матеріалів; 5 – колодка; 6 – горизонтальна дошка з креслярським папером

Дослідження з використання приладу В.О. Желіговського базуються на визначенні напряму рівнодійної  $R$  від сили тертя  $F_m$  і нормальної реакції  $N$  (рис. 2, б) і дозволяють шляхом побудови силового трикутника  $ABC$  знайти кут  $\varphi$  та коефіцієнт тертя  $f$ , встановлюваний із співвідношення:

$$f = BC/100 = \operatorname{tg} \varphi. \quad (1)$$

Змінюючи довільно кут нахилу  $\beta$  лінійки приладу в допустимих межах ( $\beta \leq 90^\circ - \varphi$ ), проводили 6 дослідів, результати яких представленні в табл. 4. Коефіцієнт та кут тертя визначались при вологості насіння 9–12%.

Таблиця 4. Кути та коефіцієнти тертя ковзання насіння олійних культур

№ з/п	Назва культури	Середнє значення	Середньо квадратичне відхилення	Коефіцієнт варіації	Похибка досліду
1	2	3	4	5	6
Листова сталь					
Коефіцієнт тертя					
1	Редька олійна	0,48	0,0075	1,56	0,0031
2	Гірчиця сиза	0,47	0,0063	1,35	0,0026

Продовження табл. 4

1	2	3	4	5	6
3	Гірчиця біла	0,47	0,0103	2,21	0,0042
4	Озимий ріпак	0,47	0,0092	1,96	0,0037
Кут тертя, °					
1	Редька олійна	25,7	0,350	1,362	0,143
2	Гірчиця сиза	25,2	0,297	1,179	0,121
3	Гірчиця біла	25,1	0,485	1,934	0,198
4	Озимий ріпак	25,1	0,431	1,713	0,176
Шліфована поверхня					
Коефіцієнт тертя					
1	Редька олійна	0,30	0,014	4,71	0,0058
2	Гірчиця сиза	0,30	0,006	2,04	0,0025
3	Гірчиця біла	0,31	0,009	2,77	0,0035
4	Озимий ріпак	0,28	0,016	5,90	0,0067
Кут тертя, °					
1	Редька олійна	16,7	0,74	4,45	0,304
2	Гірчиця сиза	16,5	0,32	1,93	0,130
3	Гірчиця біла	17,3	0,45	2,60	0,184
4	Озимий ріпак	15,5	0,87	5,61	0,355

Продовження табл. 4

1	2	3	4	5	6
Металева пластинка з насічками 0,5 мм					
Коефіцієнт тертя					
1	Редька олійна	0,47	0,012	2,50	0,005
2	Гірчиця сиза	0,45	0,008	1,67	0,003
3	Гірчиця біла	0,45	0,012	2,59	0,005
4	Озимий ріпак	0,47	0,014	2,93	0,006
Кут тертя, °					
1	Редька олійна	25,1	0,551	2,19	0,225
2	Гірчиця сиза	24,3	0,359	1,47	0,146
3	Гірчиця біла	24,3	0,556	2,28	0,227
4	Озимий ріпак	25,0	0,644	2,57	0,263

Результати досліджень коефіцієнтів тертя насіння олійних культур по різних поверхнях свідчать, що коефіцієнт тертя по листовій сталі знаходиться в межах 0,44–0,48, відповідно мінімальне значення коефіцієнта варіації 1,35 % відповідає гірчиці сизій та максимальне 2,21 % гірчиці білій. По шліфованій поверхні коефіцієнт тертя становить 0,28–0,31, коефіцієнт варіації коливається в межах 2,04–5,9 % для досліджуваних олійних культур. Коефіцієнт тертя на пластинці з насічками глибиною 0,5 мм становить 0,45–0,47, відповідно мінімальне значення коефіцієнта варіації – 1,08%, а максимальне 2,93%.

Згідно результатів дослідження коефіцієнта зовнішнього тертя, найменший кут тертя 15,5° – відповідає насінню озимого ріпаку по шліфованій поверхні, а максимальний кут 25,7° – редьці олійній по листовій сталі.

Коефіцієнт варіації коливається в межах 0,96–5,61% для різних типів поверхонь і досліджуваних культур.

**Висновки.** Дані дослідження дозволять обґрунтувати оптимальні конструктивно–технологічні параметри машини для руйнування структури ядра олійних культур.

Широкий діапазон зміни механіко–технологічних властивостей насіння олійних культур, зумовлює необхідність встановлення оптимальних режимів роботи машини для руйнування структури ядра перед відтискання олії, що в свою чергу забезпечить максимальний вихід олії при мінімальних енергозатратах.

#### Література

1. Царенко О. М. Механіко–технологічні властивості сільсько–подарських матеріалів / О. М. Царенко, Д. Г. Войтюк, В. М. Швайко та ін. – К.: Мета, 2003. – 448 с.
2. Хайліс Г. А. Механіко–технологічні властивості сільсько–подарських матеріалів / Г. А. Хайліс, А. Ю. Горбовий. – Луцьк, 1998. – 268 с.
3. Рибарук В. Я. Сільськогосподарські машини. Практикум розрахунку і досліджень робочих процесів / В. Я. Рибарук, І. І. Ріпка. – Львів, 1998. – 263 с.
4. Кобець А. С. Механіко–технологічні властивості сільсько–господарських матеріалів: Навчальний посібник. / А. С. Кобець, Т. Д. Іщенко, Б. А. Волик та ін. – Дніпропетровськ: РВВДДАУ, 2009 – 84 с.
5. Бакум М. В. Механіко–технологічні властивості сільсько–господарських матеріалів: Практикум. / М. В. Бакум, О. М. Горбачовський, В. Ю. Манчинський та ін. – Харків: ХНТУСГ, 2005. – 196 с.

*Рецензент д.т.н., проф. М.С. Козут*

УДК: 631.358:634

© Р.С. Шевчук д.с–г.н. РФ.; Р.О. Крупич  
Львівський національний аграрний університет

## **РУЧНИЙ ВІБРОУДАРНИЙ СТРУШУВАЧ ПЛОДІВ**

*У статті розглянуто питання механізації садівництва. Описано структурну схему ручного віброударного струшувача плодів.*

### **ПЛОДИ, РУЧНИЙ ВІБРОУДАРНИЙ СТРУШУВАЧ ПЛОДІВ, ЗБУРЮВАЧ КОЛИВАНЬ, ЗАХВАТ.**

**Постановка проблеми.** Збільшення виробництва плодів та ягід можливе за рахунок інтенсифікації садівництва, яка передбачає комплексну механізацію всіх виробничих процесів під час вирощування даних культур [2].

Однак рівень механізації у садівництві ще низький – 30 – 40%, а такі трудомісткі операції, як обрізування гілок (проріджування крони та контурна обрізка дерев) й збирання плодів виконуються в основному в ручну [1]. Все це приводить до затягування строків збирання і, як наслідок, до значних (до 25 %) втрат товарної продукції.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** В сучасному садівництві використовуються три способи збирання плодів: ручний, напівмеханізований з використанням засобів малої механізації і механізований за допомогою плодозбиральних машин [3].

Найбільше поширення отримали вібраційні машини позиційної дії. Основним робочим органом даних машин є струшувач, який обладнується вібраторами постійного зміщення, інерційними, кулачковими або імпульсними.

Однак дані машини дорогі і не завжди господарства мають можливість їх придбати, тому в багатьох господарствах продовжують використовувати ручну працю. Також одним з недоліків плодозбиральних машин є те, що вони не можуть парцювати в тракторонедоступних місцях, тобто садах, які розташовані на схилах, або не підготовлені до роботи в них тракторів. Тому для удосконалення процесу збирання, підвищення продуктивності збирачів і роботи у тракторонедоступних місцях пропонується використовувати ручні вібраційні струшувачі, що здійснюють знімання плодів на уловлюючі поверхні [1].

Відомий ручний плодознімальний засіб [2] містить ручний струшувач плодів у вигляді пустотілої штанги із закріпленими на ній за

допомогою демпферів двох рукояток. На верхньому торці штанги змонтований збурювач коливач, на коливному штоці якого закріплений захват. Також до складу плодознімального засобу входить переносний, встановлюваний біля дерева на поверхні міжряддя привід струшувача, виконаний у вигляді двигуна внутрішнього згорання, муфти та компресора, з'єданого гнучким пневмопроводом із пневмоклапаном, закріпленим у нижній частині штанги струшувача.

У цьому ручному плодознімальному засобі доволі істотний підготовчий час процесу знімання плодів, що зумовлено необхідністю перенесення і встановлення приводу струшувача на поверхні міжряддя біля дерева, урожай з якого збирається. Збільшення підготовчого часу зменшує продуктивність знімання плодів. Крім цього, не забезпечується агротехнічно необхідна повнота знімання, оскільки гармонійно змінювана збурювальна сила вібраційного струшування не забезпечує необхідних прискорень коливача.

**Постановка завдання.** Нами було поставлено завдання створення такого ручного плодознімального засобу, в якому шляхом усунення операції перенесення та встановлення приводу струшувача на поверхні міжряддя біля дерева забезпечується зменшення підготовчого часу процесу знімання плодів й підвищується продуктивності знімання. Крім цього, шляхом доповнення силою послідовних ударів гармонійно змінюваної збурювальної сили віброударного струшування досягаються необхідні прискорення коливача і агротехнічно необхідна повнота знімання плодів.

**Результати дослідження.** Запропонований ручний плодознімальний засіб (рис. 1) містить ручний струшувач плодів 4 та привід 1. Ручний струшувач 4 виконаний у вигляді пустотілої штанги 5, на якій за допомогою демпферів 13, 16 закріплені рукоятки 14, 15. У порожнині штанги 5 змонтований вал 6, кінематично з'єднаний через редуктор 7 із збурювачем коливача 8. На коливному штоці 10 збурювача 8 закріплений захват 9 основних гілок плодового дерева. Збурювач коливача 8 містить кривошипно-шатунний механізм 12, який через ударний механізм 11 з'єднаний з коливним штоком 10.

Привід 1 струшувача виконаний у вигляді двигуна внутрішнього згорання 2, кінематично з'єданого через муфту 3 з валом 6 ручного струшувача плодів 4, причому двигун внутрішнього згорання 2 та муфти 3 закріплені на нижньому торці штанги 5.

Збирач плодів, утримуючи плодознімальний засіб за рукоятки 14 і 15, підходить до дерева і зупиняється в місці найбільш зручному для захвату вибраної ним основної гілки. Двигун внутрішнього згорання 2 приводу 1 працює з мінімально стійкою частотою

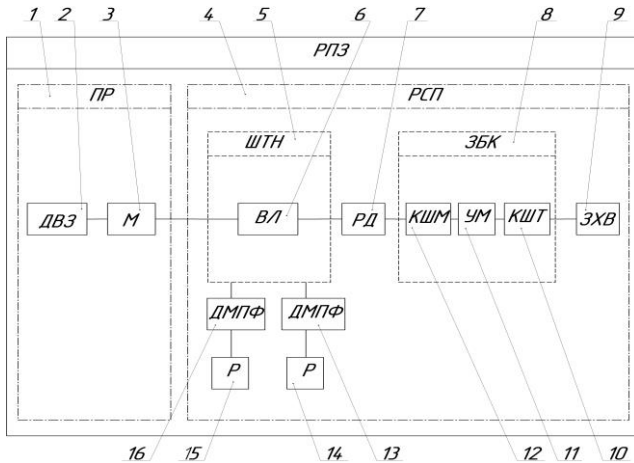


Рис. 1. Ручний віброударний струшувач плодів (структурна схема):  
 1 – привід (ПР); 2 – двигун внутрішнього згорання (ДВЗ);  
 3 – муфта (М); 4 – ручний струшувач плодів (РСР);  
 5 – пустотіла штанга (ШТН); 6 – вал (ВЛ); 7 – редуктор (РД);  
 8 – збудювач коливань (ЗБК); 9 – захват (ЗХВ); 10 – коливний шток (КШТ); 11 – ударний механізм (УМ); 12 – кривошипно–шатунний механізм (КШМ); 13, 16 – демпфери (ДМПФ); 14, 15 – рокоятки (Р)

обертання, при якій муфта 3 приводу від'єднує двигун внутрішнього згорання від вала 6 ручного струшувача плодів 4. Захват 9 підводиться до основної гілки плодового дерева, і здійснюється її захват. Після цього збирач плодів встановлює подачу палива, яка відповідає номінальному режиму роботи двигуна внутрішнього згорання 2, в результаті чого збільшується частота обертання. З перевищенням мінімально стійкої частоти обертання вмикається муфта 3, забезпечуючи обертання вала 6 та привід через редуктор 7 збудювача коливань 8. Вступає в дію кривошипно–шатунний механізм 12 збудювача 8, здійснюючи привід через ударний механізм 11 коливного штока 10 із захватом 9 та забезпечуючи віброударний режим струшування захопленої основної гілки дерева. У даному режимі гармонійно змінювана збудювальна сила доповнюється силою послідовних ударів, завдяки чому досягаються необхідні прискорення коливання й агротехнічно необхідна частотата знімання плодів. Зняті плоди опадають на вловлювачі, встановлені під деревом. Даний процес відбувається почергово з кожною скелетною гілкою, доки всі плоди не



будуть струшені з дерева і не впадуть на вловлювач. Два працівники висипають зібраний врожай з вловлювачів у тару.

Таким чином, внаслідок усунення операції перенесення і встановлення приводу струшувача на поверхні міжряддя біля дерева, використання переносних вловлювачів, зменшується підготовчий час процесу знімання плодів та час на перевантаження зібраних плодів у тару, що забезпечує підвищення продуктивності процесу збирання. Крім цього, віброударний режим струшування забезпечує агротехнічно необхідну повноту знімання урожаю.

Особливо важливим елементом струшувача плодів є захват, що передає зусилля безпосередньо штамбу дерева або скелетній гілці.

Відома подушка струшувача плодів штовхальної дії містить закріплену на коливному штоці жорстку основу із змонтованою на ній еластичною подушкою у вигляді суцільного еластичного елемента.

У даному струшувачі плодів штовхальної дії під час коливання дерева еластична подушка, контактуючи з корою, деформується вздовж нормалі, що співпадає з повздовжньою віссю коливного штока, а також у тангенціальних напрямках вздовж і поперек волокон кори. Отже, тангенціальні деформації еластичної подушки та пропорційні їм тангенціальні навантаження кори вздовж і поперек волокон є доволі істотними, тому зумовлюють зсув та здирання кори.

Вагомим є завдання розробки конструкції захвата, в якому шляхом зменшення тангенціальних деформацій еластичної подушки забезпечується зменшення тангенціальних навантажень кори плодового дерева вздовж і поперек волокон.

Запропонований нами захват (рис. 2) містить закріплену на коливному штоці жорстку основу у вигляді вилки 2, на увігнутій поверхні якої за допомогою еластичних стяжок 5 змонтована еластична подушка 1. Стяжки 5 закріплені на вилці захвата 2 притискними пластинами 6 та обмежувальними кутниками 3, 4, що також запобігають боковому зміщенню еластичної подушки 1. Виконана подушка 1 у вигляді вкладених без зазору один в іншого еластичних рукавів, поверхні контакту яких покриті графітним мастилом.

Захват підводиться до основної гілки чи центрального провідника плодового дерева таким чином, щоб повздовжня вісь штока, який не здійснює коливань, спрямовувалась по нормалі до поверхні кори. Після цього захват через еластичну подушку притискають до дерева і вмикають струшувач. У процесі коливання дерева еластична подушка 1 деформується вздовж нормалі до поверхні кори і у тангенціальних напрямках вздовж та поперек волокон. У результаті відносного ковзання вкладених без зазору один в іншого

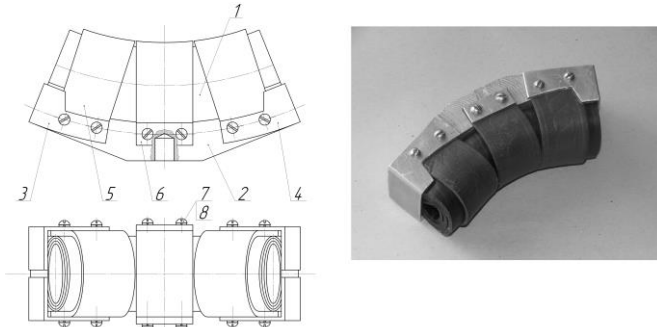


Рис. 2. Захват: 1 – еластична подушка; 2 – вилка захвата; 3 – лівий обмежувач; 4 – правий обмежувач; 5 – стяжка; 6 – притискна пластина; 7 – гвинт; 8 – шайба

еластичних рукавів зменшуються їх тангенціальні деформації і, відповідно, зменшуються навантаження кори плодового дерева у тангенціальних напрямках вздовж і поперек волокон кори. Зменшенню тангенціальних деформацій рукавів сприяє графітне мастило, наприклад УСсА, яким покриті поверхні контакту рукавів. Отже, зменшуються тангенціальні деформації еластичної подушки 1 та пропорційні їм тангенціальні навантаження кори плодового дерева вздовж і поперек волокон, і, закономірно, знижуються зсув та здирання кори, зумовлені тангенціальними навантаженнями.

**Висновок.** Розроблений нами віброударний струшувач плодів в порівнянні з іншими аналогічними засобами механізації дає змогу працювати в тракторонедоступних місцях, а також шляхом усунення операцій перенесення та встановлення приводу струшувача на поверхні міжряддя біля дерева забезпечує зменшення підготовчого часу процесу знімання плодів й підвищує продуктивність знімання. Запропонований захват зменшує навантаження кори плодового дерева у тангенціальних напрямках вздовж і поперек волокон кори, завдяки чому кора не пошкоджується.

#### Література

1. Варламов Г.П. Машини для уборки фруктів. – М.: Машиностроение, 1978. – 216 с.
2. Довідник з механізації садівництва / М.О. Демидко, А.Є. Бабенко, В.П. Бабій та ін. : за ред. М.О. Демидко. – К.: Урожай, 1978. – 216 с.

3. Сільськогосподарські та меліоративні машини: підручник / Д.Г. Войтюк, В.О. Дубровін, Т.Д. Іщенко та ін.; за ред. Д.Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2004. – 544 с.

4. Пат. №27347 Україна. Робочий орган струшувача плодів штовхальної дії / Шевчук Р.С., Крупич Р.О.; опубл. 25.10.07, Бюл. № 17.

5. Пат. №27351А Україна. Ручний плодознімальний засіб / Шевчук Р.С., опубл. 15.11.07, Бюл. № 19.

*Рецензент д.т.н., проф. М.С. Козут*

УДК 664.013

© М.М. Шинкарик, к.т.н., О.В. Закалов, к.т.н., А.І. Бортник  
Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя

## **ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОЧИХ ОРГАНІВ КУТЕРА ПЕРІОДИЧНОЇ ДІЇ**

*Проведено аналіз теоретичного та експериментального досліджень впливу геометричних параметрів ножа на основі порівняння результатів споживання енергії при подрібненні м'ясопекоти ножами різних конструкцій. У результаті проведеного дослідження виконано обґрунтування зміни конструкції ріжучого інструменту для кутерів періодичної дії з метою підвищення енергоефективності процесу подрібнення.*

### **КУТЕР, НІЖ, ЕФЕКТИВНІСТЬ, ГЕОМЕТРИЧНІ ПАРАМЕТРИ.**

**Постановка проблеми.** Під час виготовлення будь-яких ковбасних виробів основною частиною технологічного процесу є подрібнення м'яса. Для цього застосовують вовчки, емульсатори, кутери, м'ясорізки, ножові подрібнювачі безперервної та періодичної дії. На сьогодні відомі різноманітні конструкції кутерів безперервної дії, однак найбільшого поширення на м'ясопереробних підприємствах України набули кутери саме періодичної дії. Основна перевага цих машин – висока універсальність, легкість налагодження, обслуговування і ремонту. Завдяки цьому ці машини встановлюють в універсальні поточкові лінії виготовлення широкого асортименту ковбасних виробів. М'ясо у кутері завантажується у чашу і подрібнюється за допомогою швидкохідних, найчастіше,

серпоподібних ножів, що встановлюються комплектно на одному або двох ножових валах.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Відомо, що ефективно і якісно подрібнення м'яса здійснюється при лінійній швидкості не менше  $v = 100 \dots 110$  м/с [1]. На сьогодні більшість кутерів мають ефективну кількість обертів ножового вала  $n = 3000$  об/хв. При такій кількості обертів зазначену лінійну швидкість можна одержати, якщо радіус чаші  $R$  не менший 350 мм, тобто необхідно використовувати кутери з чашею ємністю 300 л і більше. Для досягнення даної лінійної швидкості в кутерах меншої місткості чаш, наприклад 100–250 л, рекомендується збільшити кількість обертів ножового вала до 4000 об/хв і більше [1].

Не менш важливим для здійснення технологічного процесу подрібнення м'яса для варених ковбас є кут загострення лека ножа. Загострити його потрібно так, щоб з однієї сторони забезпечити якісне подрібнення, з іншої – стійкість ножа в процесі роботи. Максимальну стійкість лека ножа, при якісному подрібненні м'ясної сировини забезпечує його кут загострення  $\beta = 27\text{--}30^\circ$  [2].

Відмітною рисою варених ковбас вищих сортів є наявність у сировині, в основному, тільки м'язової і жирової тканини. Хрящі, сполучна тканина й інші більш міцні включення практично відсутні. Це створює гарні умови для обробки сировини кутерним ножом з прямим лезом або лезом у виді незначно вигнутої лінії, де переважає нормальна складова сили різання, а отже створюються сприятливі умови для подрібнення м'язової тканини. Кут  $\alpha$  під час використання такого виду ножа не перевищує  $15\text{--}20^\circ$ , а час кутерування в порівнянні з ножом, в якого лезо виконано у вигляді кривої другого порядку, скорочується на  $10\text{--}15\%$  [3]. Крім того, теоретичні дослідження математичної моделі процесу різання в кутері проведені за допомогою програми Mathcad показали, що під час подрібнення такими ножами значно зменшується енергоспоживання в порівнянні з ножами серпоподібної форми. За збільшення нахилу лека прямих ножів потужність необхідна для подрібнення м'яса одного і того ж сорту зростає майже за лінійним законом [4].

**Метою досліджень** є розробка конструкції ножів та дослідження роботи кутера періодичної дії із зниженням енергоспоживання, зберігаючи його харчову та біологічну цінність і якість.

**Результати досліджень.** Відомо, що кутерування є одним з найбільш енергомістких процесів у ковбасному виробництві, тому актуальним питанням на сьогодні є пошук шляхів зменшення

енергомісткості процесу кутерування та покращення якості фаршу. Однією з причин погіршення якості подрібнення сировини є неправильно підібраний і загострений ніж. Часто на м'ясопереробних підприємствах при виробництві фаршу для різних видів ковбасних виробів у кутерах використовують один і той самий ніж, але ж відомо, що вид ножа, його форма, правильне загострення леза, кількість ножів і їхнє розташування в ножовій головці, а також відстань між ножами, сильно впливають на ступінь подрібнення фаршу, нагрівання, функціонально-технологічні властивості, тривалість кутерування, а також на тривалість експлуатації як ножової головки, так і самого кутера.

Сировина, що піддається обробці у кутері, наприклад, при виробництві безструктурних варених ковбас, сосисок, сардельок у початковий момент може володіти різними фізико-механічними властивостями (однорідність чи неоднорідність, ізотропність чи анізотропність, наявність у суміші сировини більш міцних включень, ніж основна маса). Незважаючи на це, під час обробки в кутері необхідно подрібнити продукт до заданого ступеня, зберігаючи його харчову і біологічну цінність і якість.

Розглянемо кутерний ніж і його взаємодію з м'язовими волокнами м'яса в точках 1 і 2 (рис. 1). На м'язове волокно в процесі кутерування діє сила  $P$ , спрямована перпендикулярно радіусу обертання ножа.

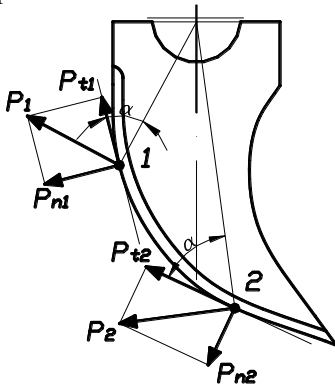


Рис. 1. Ніж кутера з лінією леза у вигляді кривої II порядку

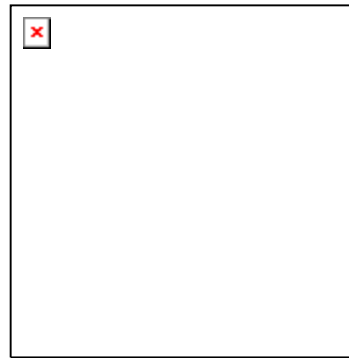


Рис. 2. Епюра лінійних швидкостей на ножі кутера

Ця сила складається з нормальної  $P_n$  і дотичної (тангенціальної)  $P_t$  складових. Співвідношення цих двох сил залежить від кута  $\alpha$  між дотичною в даній точці леза і радіусом обертання ножа

*R.* Очевидно, чим менший кут  $\alpha$ , тим більшою буде нормальна складова різання  $P_n$ , (рис. 1). І навпаки, якщо кут  $\alpha$  збільшується, то нормальна складова сили різання зменшується, а дотична складова зростає.

Лезо ножа на м'язове волокно буде здійснювати двоякий вплив: воно буде стискувати і роздрібнювати його під впливом складових сили різання: нормальної  $P_n$  і дотичної  $P_t$ .

На рис. 2 точки 1 і 2 знаходяться на різних радіусах обертання ножа, при цьому  $R_1 < R_2$ . Збільшення цього радіуса приводить до того, що лінійна швидкість у точці 2 стає більша, ніж у точці 1, а підвищення лінійної швидкості приводить до зростання сили різання  $P$  і її складових: нормальної  $P_n$  і дотичної  $P_t$ . Тому ефективність різання вища в кінцевій частині кутерного ножа. Крім того, у цій частині ножа забезпечується достатня щільність фаршу в пристінній зоні чаші, оскільки відцентрова сила обертання чаші притискає кутеровану сировину до її стінок.

Варені ковбаси, сосиски, сардельки II-го сорту готують з більш твердої м'ясної сировини, яка містить багато сполучної тканини. Тому для її обробки необхідна нормальна складова сили різання – для подрібнення м'язової тканини і дотична складова – для подрібнення сполучної тканини. Розглянутий ніж з прямолінійним лезом не може забезпечити якісного подрібнення такого виду сировини, тому у цьому випадку більше підходять кутерні ножі з лезом у вигляді кривої другого порядку (рис. 3 ніж з лезом у вигляді спіралі Архімеда, рис. 4 ніж з лезом у вигляді логарифмічної спіралі). Біля основи леза таких ножів переважає нормальна складова сили різання ( $\alpha < 20^\circ$ ), а в периферійній частині ножа – дотична складова сили різання; ( $\alpha < 50 - 60^\circ$ ).

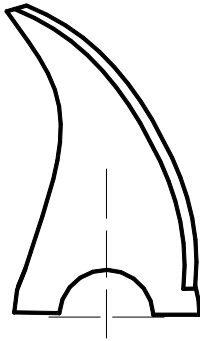


Рис. 3. Ніж кутера з лінією леза у вигляді спіралі Архімеда

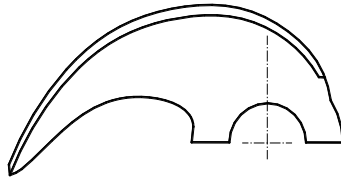


Рис. 4. Ніж кутера з лінією леза у вигляді логарифмічної спіралі

Якщо необхідна мінімальна нормальна і максимальна дотична сили різання, то найкраще підходить кутерний ніж, що має лезо у вигляді сильно вигнутої лінії з кутом  $\alpha$ , максимально наближеним до  $90^\circ$ . Найкраще у цьому випадку застосовувати ножі з лезом у формі логарифмічної спіралі [5].

На рисунку 5 зображений ніж кутера з лінією леза у вигляді поєднання кривих спіраль Архімеда та логарифмічна спіраль, а на рисунку 6 – ніж кутера з лінією леза у вигляді поєднання кривих спіраль Архімеда та логарифмічна спіраль і з зменшеною площею бічної поверхні ножа.

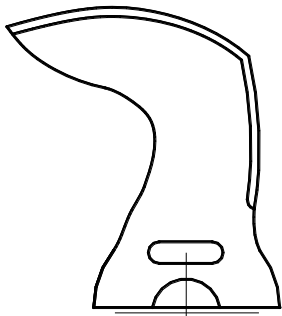


Рис. 5. Ніж кутера з лінією леза у вигляді поєднання кривих спіраль Архімеда та логарифмічна спіраль

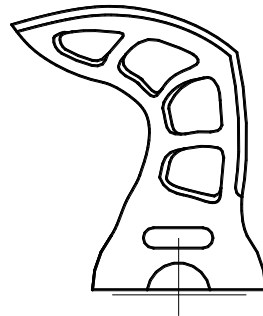


Рис. 6. Ніж кутера з лінією леза у вигляді поєднання кривих спіраль Архімеда та логарифмічна спіраль та зменшена площа бічної поверхні ножа

Проведені експериментальні дослідження підтверджують теоретичні припущення про зменшення енергоспоживання подрібнюючих установок періодичної дії за рахунок зменшення сил тертя, що виникають під час подрібнення на бічних поверхнях ножа [6].

Для порівняння на рисунку 7 виконано накладання графіків споживаної потужності на подрібнення жирної свинини при використанні стандартних та вдосконалених робочих органів отримані на основі експериментального дослідження [6].

У результаті дослідження встановлено, що енергоспоживання установки з використанням вдосконалених ножів менше, орієнтовно, лише на 8 %. Однак, враховуючи те, що потужність ножових подрібнювачів на підприємствах м'ясопереробної промисловості сягає 50–80 кВт, а подрібнення, як правило, здійснюється на кутерах періодичної дії з як мінімум шістьма ножами, то економія

електроенергії під час використання вдосконалених ріжучих інструментів може сягати 20%. Це позитивно вплине на собівартість продукції.

Виконання у вже існуючих на м'ясопереробних підприємствах ріжучих робочих органах запропонованих профільних отворів на бічній поверхні не є технологічно складним і може бути виконане силами ремонтно-механічних служб підприємств. Водночас економія електроенергії може бути досить значною (до 20 %), оскільки швидкохідні подрібнюючі установки є досить енергомістким обладнанням на м'ясопереробних підприємствах.

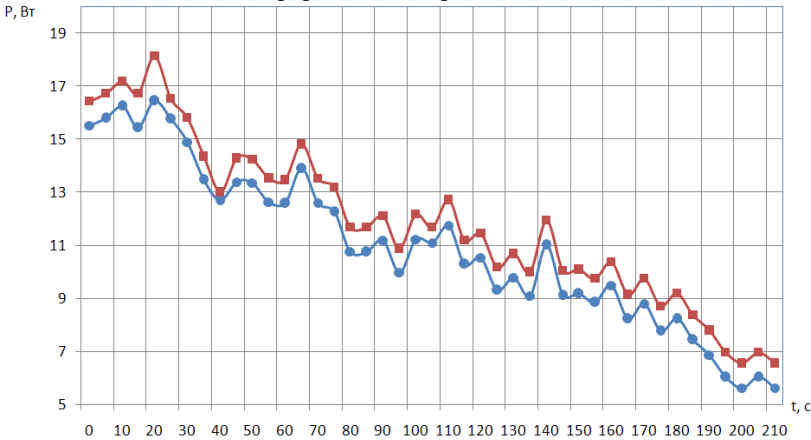


Рис. 8. Графіки залежності споживаної потужності  $P$  на подрібнення жирної свинини від часу  $t$  при частоті обертання ножового вала 1000 об/хв за допомогою стандартних ( —■— ) і вдосконалених ( —●— ) робочих органів

Отже, запропоноване технічне рішення у поєднанні з підбором ріжучого інструменту у відповідності до властивостей оброблюваної сировини, може дати суттєву економію електроенергії і робочого часу на м'ясопереробних підприємствах, скоротити виробничі втрати і зменшити собівартість продукції в цілому. Тому нами запропоновано ряд конструкцій універсальних енергоефективних ножів, представлених у деклараційних патентах України на корисну модель [7, 8].

**Висновки.** На основі аналізу дослідження процесу подрібнення м'ясої сировини на якісні показники і енергоспоживання можна зробити висновок, що застосування під час кутерування ножів з виконаними бічними профільними отворами призводить до



значного скорочення енергоспоживання. При цьому органолептичні показники фаршу залишаються незмінними. Крім того, застосовувати одні і ті ж ножі для сировини з різними фізико-механічними та органолептичними характеристиками не рекомендовано, оскільки це призводить до погіршення якості продукції, зайвих енерговитрат і збільшення тривалості подрібнення. Вибір різального інструменту для процесу подрібнення необхідно здійснювати з врахуванням характеристики сировини, яка підлягає обробленню в подрібнювачі. Крім того, підбір оптимальних режимів різання дасть суттєву економію енергії на підприємстві і покращить якість готового продукту. Найбільш перспективними з точки зору енергоефективності та якості подрібнення є ножі з лінією леза виконаною у вигляді поєднання кривих спіраль Архімеда та логарифмічна спіраль і зменшеною площею бічної поверхні.

#### Література

1. Иванов В.И. и др. Новые режущие устройства куттеров. – М.: Колос, 1986.
2. Соколов В.Н. Конструирование оборудования пищевых производств. – М.: Пищевая промышленность, 1979. – 348с.
3. Пелеев А.Н. Технологическое оборудование предприятий мясной промышленности. – М.: Пищевая промышленность, 1971.– 519с.
4. Закалов О.В., Бортник А.І. Універсальний енергозберігаючий ніж для кутерів періодичної дії. Журнал Вісник ТДТУ №1 2004 р.
5. Клименко М.М., Горбатов А.В. Технологическое оборудование для тонкого измельчения мяса. – М.: Пищевая промышленность, 1972. – 236с.
6. Закалов О.В., Бортник А.І. Дослідження процесу подрібнення м'яса у ножовому подрібнювачі періодичної дії. Вісник СНУ ім. В. Даля. – Луганськ; Лівадія, Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, 2008.
7. Закалов О.В., Бортник А.І., Циць В.М. Деклараційний патент на корисну модель “Ніж для кутера” №20041210970 кл. В02С18/20 від 05.03.2005 р.
8. Закалов О.В., Бортник А.І. Деклараційний патент на корисну модель “Ніж для кутера” №27741 кл. В02С18/20 від 12.11.2007 р.

*Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух*

УДК 658.562

© Л.Ю. Шубіна, к.т.н., А.А. Гаршин  
Харківський торговельно–економічного інституту КНТЕУ

## **ТЕХНОЛОГІЯ ПЕРВИННОЇ ПЕРЕРОБКИ – ВИЗНАЧАЛЬНИЙ ФАКТОР ФОРМУВАННЯ ЯКОСТІ ПТИЦІ**

*У статті описана доцільність подовження строків зберігання охолодженого м'яса птиці на основі проведеного маркетингового аналізу вітчизняного ринку м'ясопродуктів, за рахунок удосконалення технологічної схеми первинної переробки птиці. Наведені результати досліджень, які свідчать про позитивний вплив запропонованої обробки на якість та безпечність продукції.*

### **КУРЧАТА–БРОЙЛЕРИ, ПЕРВИННА ПЕРЕРОБКА, ТЕХНОЛОГІЧНА СХЕМА, ЗБЕРІГАННЯ, РОСЛИННІ ДУБИТЕЛІ.**

**Постановка проблеми.** Перехід України з початку 90–х років минулого століття на нові соціально–економічні відносини показав нездатність радянської м'ясної промисловості до конкурентної боротьби в умовах ринкової економіки і відкритих для експорту кордонів. У першу чергу це проявилось в диспропорції тваринництва, в якому ставка робилася на ВРХ і свиней, а не на птицю, собівартість вирощування якої набагато менша [1].

Усвідомлення проблеми, пов'язаної з дефіцитом м'яса, не тільки як продукту споживання, а в першу чергу, як сировини для виготовлення ковбас, консервів та ін. виробів, спричинило переорієнтацію тваринництва, в якому центральним стало вирощування птиці. Вже понад десять років розвиток птахопереробної галузі має стабільний характер з позитивною динамікою. Особливо показовим стало збільшення частки курятини в останні роки, що проходять під егідою світової кризи. У проміжок з 2007 по 2011 рік приріст готової продукції склав 59%, тобто за результатами минулого року було вироблено більше 0,65 млн. тон охолодженого м'яса птиці, з якого понад 84% припадає на м'ясо курчат бройлерів [2,3], рис. 1. В основі покращення виробничих показників м'ясопереробної галузі лежить використання сучасного автоматизованого обладнання високої продуктивності, а також впровадження на підприємствах промисловості системи внутрішньої логістики.

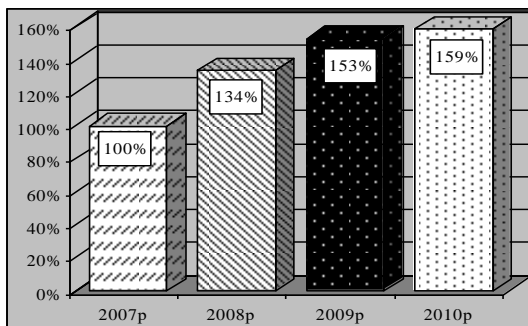


Рис. 1. Динаміка виробництва охолодженого м'яса птиці

Насичення вітчизняного ринку вимагає розширення географії районів реалізації продукції, за рахунок співпраці з країнами СНД та ЄС. Конкурентність українського м'яса за кордоном можлива при високих показниках його якості та безпечності, забезпечення яких є питанням державного регулювання. Крім того обмежений строк зберігання (4 доби) більш цінного з біологічної та харчової точки зору, в порівнянні із замороженим, охолодженого м'яса птиці зменшує рентабельність його експортування. Тому актуальною на сьогодні є проблема збільшення терміну реалізації м'ясної сировини за рахунок альтернативних способів її захисту від біопшкоджень.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Дослідження вчених в цьому напрямі ведуться не один рік, а їх цілі направлені на здобуття захисного покриття тушок птиці. Сьогодні запропоновані розчини на основі всіляких компонентів: крохмаль, харчовий жир, консервант сорбінової кислоти, суміш калієвих і натрієвих солей тощо. Їх використання дозволяє зменшити усихання продукції, але не знижує її бактеріальне обсіменіння. До того ж ціна цих реагентів досить велика.

Відомий розчин для знезараження тушок птиці на основі оцтової кислоти і перекису, але знижуючи кількість мікробів він зовсім не уповільнює усихання продукту. Розчин, який складається з суміші колагенового екстракту, оцтової кислоти і гліцерину володіє комбінованим ефектом. Недолік його в тому, що він вимагає змивання перед кулінарною обробкою продукту, а кожен додатковий контакт м'яса птиці з водою знижує рівень його корисності, вимиваючи цінні водорозчинні речовини: білки, мінеральні солі тощо. Тому сьогодні вітчизняна птахопереробна промисловість потребує розчину, який володів би комбінованим ефектом: пригнічував ріст мікробів та

зменшував усихання продукту; не вимагав би додаткової обробки перед готуванням і не ускладнював би технологічну схему первинної переробки птиці.

Виходячи з вищесказаного, **метою** нашої **роботи** стала розробка розчину для додаткової обробки м'яса птиці та визначення її впливу на стабілізацію якості та безпечності даної продукції протягом зберігання.

**Результати дослідження.** Аналіз спеціальної і наукової літератури показав можливість використання рослинних дубителів для отримання такого розчину. Вплив їх на органічні продукти виявляється в утворенні на поверхні тушок плівки за рахунок осадження білкових з'єднань з утворенням щільних альбумінатів, а також легкій денатурації білка. Застосування додаткової обробки доцільно проводити на стадії охолодження тушок птиці до температури 4 °С шляхом занурення їх до водного розчину рослинних дубителів температурою 1–2 °С на 20–30 хвилин.

Матеріалом для науково–господарського досліду були тушки курчат–бройлерів, а дослідження проводилися в умовах науково–дослідних лабораторій кафедри товарознавства та експертизи якості товарів Харківського торговельно–економічного інституту КНТЕУ та Інституту птахівництва НААН України. У ході постановки експерименту було сформовано дві групи: контрольну, яка не піддавалася додатковій обробці та експериментальну оброблену розчином рослинних дубителів різної концентрації.

Однією із умов застосування водних розчинів рослинних дубителів є нейтральність їх впливу на зовнішній вигляд тушки. В ході досліджень було встановлено, що застосування додаткової обробки не погіршує даний показник і стабілізує колір за рахунок зменшення дефектів первинної переробки. Щодо інших органолептичних показників, то вони не тільки залишилися на високому рівні, а й покращилися в порівнянні з контролем.

Враховуючи достатній суб'єктивізм сенсорного визначення органолептичних показників зразків м'яса, було проведено оцінки даних характеристик за допомогою дев'яти бальної системи, яка припускає використання як логічного так і математичного аналізу, результати представлені в таблиці.

Використання такої обробки дозволяє понизити втрати вологи, а як слідство і маси продукту, за рахунок зменшення його усихання при зберіганні. Визначено що зменшення маси дослідного зразка склало 4%, що в 1,5 рази менше порівняно з контролем (рис. 2).

Таблиця. Бальна оцінка органолептичних характеристик досліджуваних зразків

Зберігання (дні) Зразки	Показники якості, оцінені за дев'ятибальною шкалою					Середня оцінка
	Зовнішній вигляд та стан м'язів на розрізі	Консистенція	Запах	Прозорість і аромат бульйону		
Контроль	1	6,5±0,05	6,7±0,09	6,6±0,06	7,8±0,08	6,9±0,07
	2	6,3±0,04	6,6±0,06	6,2±0,09	7,7±0,05	6,7±0,06
	3	5,8±0,08	6,4±0,08	5,9±0,05	7,1±0,06	6,3±0,07
	4	5,3±0,07	5,8±0,09	5,1±0,08	6,2±0,07	5,6±0,08
Дослід	1	6,8±0,09	6,9±0,03	6,9±0,05	8,0±0,07	7,2±0,06
	2	6,7±0,03	6,9±0,08	6,8±0,09	7,9±0,06	7,1±0,07
	3	6,3±0,09	6,6±0,06	6,5±0,07	7,7±0,05	6,7±0,06
	4	6,1±0,05	6,4±0,08	6,1±0,04	7,3±0,07	6,5±0,06

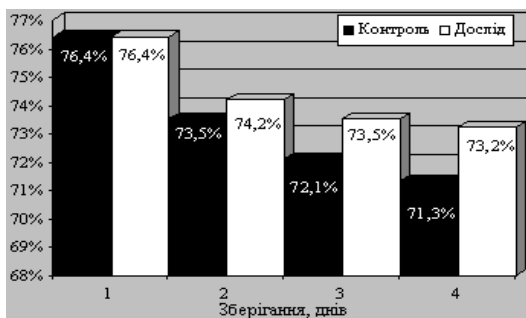


Рис. 2. Динаміка масової частки загальної вологи при зберіганні

Перевірка фізико-хімічних та структурно-механічних показників м'яса птиці, показали, що технологічно-функціональні властивості дослідних зразків після обробки не погіршуються та залишаються на рівні з контрольними зразками.

Безпечність даної продукції також збільшилася, рис. 3. Кількість бактерій у досліді в останній день досліджень склала  $3,1 \times 10^6$  тоді як псування м'яса птиці, за даними різної літератури настає під час накопичення в нім  $10^7$ – $10^8$  бактерій. Результати досліджень дозволяють зробити припущення про можливе подовження строків зберігання даної продукції.

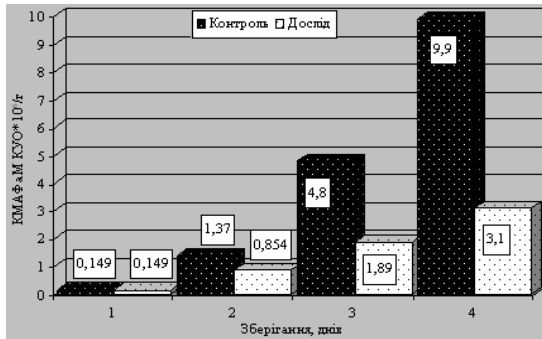


Рис. 3. Число мікроорганізмів в м'ясі птиці

**Висновки.** Дослідження показали, що отримані розчини відповідають висунутим до них вимогам і легко наносяться на поверхню тушок шляхом занурення їх в розчин на стадії охолодження птиці. Відмічено позитивний вплив додаткової обробки на якість тушок птиці під час зберігання, а також на зменшення їх усихання.

Своєчасний моніторинг якості м'яса птиці на всьому шляху його вироблення забезпечить високу рентабельність продукту, як на українському, так і на світових ринках.

#### Література

1. Баль-Прилипко Л.В. Актуальні проблеми та характеристика стану м'ясної промисловості України // Мясное Дело. – 2010. – №9. – С. 14–17.
2. Рынок скота и птицы в таблицах и диаграммах // Мясной Бизнес. –2011. – № 3. – С. 21–26.
3. Маркетинг. Рынок мяса и мясных продуктов Украины // Мясное Дело. – 2010. – № 11. – С. 14–24.

*Рецензент д.т.н., проф. Н.Я. Орлова*

УДК 621.87

© А.В. Яворська, В.С. Ловейкін, д.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

## **МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДИНАМІКИ РУХУ КОРМОЗМІШУВАЧА ГВИНТОВОГО ТИПУ**

*У статті розглядається побудова математичної моделі динаміки руху кормозмішувача гвинтового типу, подано результати дослідження динаміки пуску конвеєра.*

### **ГВИНТОВИЙ КОНВЕЄР, ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ, ПРИНЦИП Д'АЛАМБЕРА, ДИНАМІЧНА І МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ, СИЛА ОПОРУ.**

**Постановка проблеми.** Під час руху гвинтових конвеєрів на ділянках перехідних процесів (пуск, гальмування) виникають значні динамічні навантаження, що діють на приводний механізм та гвинтовий вал.

Динамічні навантаження істотно впливають на надійність і якість виконання технологічних операцій гвинтових конвеєрів. Вони можуть стати причиною передчасного руйнування елементів конструкції та приводного механізму конвеєра.

Причиною виникнення динамічних навантажень в гвинтових конвеєрах є зовнішні діючі навантаження, які визначаються умовами експлуатації машини і залежать від її конструкції, та характеру їх зміни в часі. Значення цих навантажень залежать від вибраного режиму руху приводного механізму на ділянках пуску чи гальмування.

Для теоретичного дослідження динаміки руху гвинтових конвеєрів на ділянках перехідних процесів є потреба в побудові математичної моделі динаміки руху конвеєра.

Не дивлячись на тривалий час роботи гвинтових конвеєрів, вони схильні до дії змінних динамічних навантажень, особливо при великих швидкостях.

Незалежно від призначення і конструктивних особливостей гвинтових конвеєрів, всі вони володіють загальними властивостями — пружністю ланок і здатністю за певних умов до збудження в них коливальних процесів.

Під час перехідних процесів навантаження значно відрізняються від статичних і інерційних по величині і характеру зміни. Це пояснюється пружними коливаннями, що виникають за динамічного навантаження кожної ланки гвинтового конвеєра. Можуть

виникати такі пружні коливання як: поздовжні, поперечні, крутні і складні. Знання дійсного характеру навантаження механізмів дозволить виготовити надійні конструкції гвинтових конвеєрів з меншими витратами засобів, а під час експлуатації досягти найбільшої продуктивності за рахунок обґрунтованого використання резервів міцності і потужності.

Привод будь-якого гвинтового конвеєра складається з елементів, які можуть бути приведені до зосереджених мас (ротор електродвигуна, рухомі маси приводу робочих органів конвеєру і ін.) і пружних зв'язків (ланцюги, стрічки, вали і ін.). Під дією зовнішніх навантажень (моментів електродвигуна і гальм, опорів руху гвинтового вала конвеєра) пружні елементи деформуються, а зосереджені маси конвеєра здійснюють, окрім основного руху, малі коливання, тобто переміщаються з різними миттєвими швидкостями одна відносно другої. Відповідно цьому змінному руху мас, пружні ланки між ними періодично стискаються або розтягуються. Змінна складова сил або моментів при пружних коливаннях може бути настільки великою, що сумарні миттєві значення їх значно перевищать статичні і інерційні навантаження і можуть привести до перевантажень і поломок деталей гвинтових конвеєрів. Дія змінних сил є також однією з основних причин втомного руйнування деталей конвеєра. Практично 90% руйнувань деталей гвинтових конвеєрів мають втомний характер і відбуваються в результаті дії змінних динамічних навантажень[5]. Тому виникає потреба в дослідженні динамічних навантажень, що діють на ланки гвинтового конвеєра (кормозмішувача) під час перехідних процесів.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Дослідженню кінематики та динаміки руху гвинтових конвеєрів присвячено значну кількість праць. Так, наприклад, у статті [1] автори встановили кінематичні та динамічні параметри системи гвинтовий конвеєр-вантаж і розглядали параметри ударного навантаження на гвинтовий робочий орган у період запуску.

У роботі [2] проводились випробування динаміки приводу конвеєра із змінним навантаженням, де показано характер зміни основних параметрів гідравлічної системи конвеєру.

У праці [3] розглядалася динамічна модель роботи гнучкого гвинтового конвеєра в критичних режимах навантаження, отримані аналітичні розв'язки для конкретних випадків, які дозволили дослідити конструктивні параметри конвеєра, параметри навантаження та їх вплив на час наростання критичного навантаження.



У роботі [4] описано характеристики режимів руху механізмів і машин на ділянках перехідних процесів, а також їх вплив на ефективність роботи, подано динамічні критерії оцінки динаміки руху механізмів.

Разом з тим, проблемам теоретичного дослідження динамічної оптимізації режимів руху кормозмішувачів приділено недостатньо уваги. Для проведення таких досліджень є потреба в побудові математичної моделі динаміки руху кормозмішувача гвинтового типу.

**Метою** цієї роботи є побудова математичної моделі динаміки руху гвинтових кормозмішувачів на ділянках перехідних процесів і визначення за допомогою цієї моделі дійсних навантажень, що діють елементах конвеєра.

**Результати досліджень.** Розрахунок динамічних навантажень в приводних лініях гвинтових конвеєрах включає такі основні етапи:

- 1) складання розрахункової еквівалентної схеми (динамічної моделі) кормозмішувача;
- 2) визначення величини і характеру зміни зовнішніх навантажень, прикладених до приводного двигуна та робочого органу(гвинтового валу);
- 3) визначення жорсткості пружних зв'язків між елементами конвеєра;
- 4) складання диференціальних рівнянь руху мас динамічної моделі;
- 5) знаходження пружних сил і моментів в ланках приводу [5] .

Побудова динамічної моделі кормозмішувача гвинтового типу носить евристичний характер. З одного боку, намагаються врахувати якнайбільше параметрів, з іншого – намагаються отримати такі моделі, для яких системи рівнянь руху дозволяють точніше і простіше вирішувати задачі [4].

Під час побудови динамічної моделі будемо вважати, що основні елементи гвинтового кормороздавача є абсолютно твердими тілами, окрім елементів передавального механізму, які володіють пружними властивостями.

Виходячи з цього гвинтовий кормозмішувач (рис.1, а) представимо у вигляді двомасової динамічної моделі (рис.1, б), маси якої приведені до осі повороту гвинтового валу.

Для визначення динамічних навантажень кормороздавача побудовано динамічна модель з двома ступенями вільності (з лінійною жорсткістю  $c$  і моментами інерції  $I_1$  і  $I_2$ , на які діють руйшійний момент  $M_{руш}$  і момент опору  $M_o$  (рис.1).

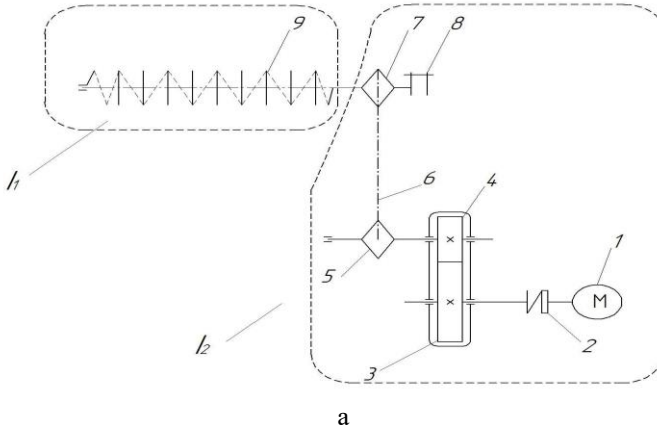


Рис. 1. Гвинтовий кормозмішувач: а – кінематична схема; б – динамічна модель

У цій моделі прийняті такі позначення:  $I_1, I_2$  – приведені до осі повороту гвинтового валу відповідно моменти інерції ланок приводного механізму та гвинтового валу з вантажем, що транспортується;  $\varphi_1, \varphi_2$  – кутові координати повороту мас з моментами інерції відповідно  $I_1, I_2$ , які прийняті за узагальнені координати;  $M_p$  – рушійний момент на валу електродвигуна, приведений до осі повороту гвинтового вала;  $M_o$  – момент сил опору переміщенню вантажу, приведений до осі повороту гвинтового вала;  $C$  – зведена до осі повороту гвинтового валу жорсткість ланок приводного механізму.

На основі побудованої динамічної моделі за допомогою принципу Д'Аламбера [6] складемо диференціальні рівняння руху гвинтового кормороздавача.

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\varphi}_1 = M_p (\dot{\varphi}_1) - c(\varphi_1 - \varphi_2); \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 = c(\varphi_1 - \varphi_2) - M_o (\dot{\varphi}_2). \end{cases} \quad (1)$$

Спочатку знаходимо значення приведених моментів інерції. Для цього замінимо маси  $m_1, m_2, m_3, m_4, m_5$  і частково  $m_6$  одним зведеним моментом інерції мас приводу, що обертаються,  $I_1$ .

Замінимо частково масу  $m_6$  і маси  $m_7, m_8, m_9$  одним приведеним моментом інерції конвєсуру  $I_2$ , кінетична енергія якого буде дорівнювати кінетичній енергії мас робочого органу з вантажем. Для приведенного моменту інерції гвинтового вала  $I_2$  треба також врахувати складову маси вантажу, яка переміщається лінійно і момент інерції від обертального руху, який здійснює вантаж.

Приведення мас або моментів інерції засноване на рівності кінетичних енергій реальної системи і моделі; рушійна сила і сила опору визначається з умови рівності потужностей сил реального механізму і моделі. Жорсткість визначається з умов рівності потенціальних енергій реальної системи і моделі. Зазначимо, що :

$$\omega_4 = \omega_5 \quad \Rightarrow \omega_2$$

$$\omega_3 = \omega_2 = \omega_1 \quad \Rightarrow \omega_1$$

$$\omega_7 = \omega_8 = \omega_9 \quad \Rightarrow \omega_3$$

Визначимо момент інерції першої зведеної маси

$$T_{1p} = \frac{1}{2} \omega_1^2 (I_1 + I_2 + I_3) + \frac{1}{2} \omega_2^2 (I_4 + I_5 + I_6) + \frac{1}{2} \omega_3^2 (I_7 + I_8);$$

$$T_{1m} = \frac{1}{2} I_1 \omega_3^2; \quad \omega_1 = \omega_3 \cdot u_1 \cdot u_2; \quad \omega_2 = \omega_3 \cdot u_2;$$

$$I_7 = (u_1 u_2)^2 (I_1 + I_2 + I_3) + u_2^2 (I_4 + I_5 + I_6) + I_7 + I_8,$$

де  $T_{1p}$  – кінетична енергія реальної системи;

$\omega_1, \omega_2$  – відповідно кутові швидкості першого і другого валау;  $I_1, I_2, I_3, I_4, I_5, I_6, I_7, I_8$  – відповідно моменти інерції двигуна, муфти, редуктора, ведучої зірочки ланцюгової передачі, ланцюга, веденої зірочки ланцюгової передачі і пружної муфти відповідно власних осей обертання;  $T_{1m}$  – кінематична енергія моделі.

Для другої приведенної маси треба врахувати момент інерції маси вантажу, яка переміщається лінійно, і момент інерції від обертального руху, який здійснює вантаж та гвинтовий вал.

Знайдемо зведений момент інерції другої маси:

$$T_{2p} = \frac{1}{2} \omega_3^2 (I_9 + I_{\text{дв. вст.}} + I_{\text{дв. і.а.}});$$

$$T_{2i} = \frac{1}{2} I_2 \omega_3^2;$$

$$I_2 = I_9 + I_{\text{двіг.д.вч.}} + I_{\text{двіг.і.д.}},$$

де  $T_{2p}$  – кінетична енергія реальної системи робочого органу з вантажем;  $\omega_3$  – кугова швидкість третього валу;  $I_9, I_{\text{вант.лін.}}, I_{\text{вант.об.}}$  – відповідно моменти інерції гвинтового вала, момент інерції маси вантажу, яка переміщається лінійно і момент інерції від обертового руху, який здійснює вантаж;  $T_{2m}$  – кінетична енергія моделі гвинтового вала.

Для обчислення моменту інерції деталі її умовно розбивають на елементи простої геометричної форми і знаходять момент інерції кожного з них.

Визначивши моменти інерції двигуна, муфти, редуктора, веденої і ведучої зірочок ланцюгової передачі, вала, знаходимо чисельне значення приведених моментів інерції.

З першого рівняння системи (1) знайдемо  $\ddot{\varphi}_1$ :

$$\ddot{\varphi}_1 = \frac{(M_p(\dot{\varphi}_1) - c(\varphi_1 - \varphi_2))}{I_1}, \quad (2)$$

а з другого рівняння виразимо  $\ddot{\varphi}_2$ :

$$\ddot{\varphi}_2 = \frac{(c(\varphi_1 - \varphi_2) - M_o(\dot{\varphi}_2))}{I_2}. \quad (3)$$

Приводний рушійний момент розраховуємо за формулою:

$$M_p = M_{\text{дв.}} \cdot u_1 \cdot u_2 \cdot \eta_1. \quad (4)$$

У представленій моделі момент визначається з механічної характеристики електродвигуна, яка для асинхронного двигуна виражається формулою Клосса. Отже, замість  $M$  підставляємо формулу Клосса:

$$M = \frac{2 \cdot M_k}{\left( \frac{S}{S_k} + \frac{S_k}{S} \right)}, \quad (5)$$

де  $M_k$  – критичний момент;  $S = \frac{1 - \omega}{\omega_0}$  – ковзання;  $S_k = \frac{1 - \omega_k}{\omega_0}$  – критичне ковзання;  $\omega_0$  – синхронна кугова швидкість;  $\omega_k$  – критична кугова швидкість.

Момент опору не є сталою величиною. Його значення залежить від швидкості

$$\begin{cases} F_{on} \cdot V = P; \\ M_{on} \cdot \omega = P; \end{cases} \Rightarrow F_{on} \cdot V = M_{on} \cdot \omega \Rightarrow M_{on} = \frac{F_{on} \cdot V}{\omega}$$

де  $F_{on}$  – сумарна сила опору;  $V$  – швидкість транспортування вантажу;  $P$  – потужність, яка затрачається на подолання опору;  $M_{on}$  – момент опору, Н·м;  $\omega$  – кутова швидкість обертання.

Експериментальними дослідженнями встановлено, що на початку момент опору буде більший в 1,8 рази в порівнянні з усталеним рухом.

Описуємо залежність моменту опору від кутової швидкості кривою другого порядку.

$$M_{on} = A_0 + A_1 \cdot \omega_n + A_2 \cdot \omega_n^2$$

$$\text{при } \omega = 0: M_{on} = M_{\max};$$

Крайові умови:

$$\text{при } \omega = \omega_n: M_{on} = M_n, \quad M'_{on} = 0.$$

Знаючи крайові умови, визначаємо коефіцієнти і отримуємо залежність моменту опору від кутової швидкості. Графік залежності представлений на рис. 2.

$$M_{on} = M_{\max} - 2 \left( \frac{M_{\max} - M_n}{\omega_n^2} \right) \omega + \left( \frac{M_{\max} - M_n}{\omega_n^2} \right) \cdot \omega^2 \quad (6)$$

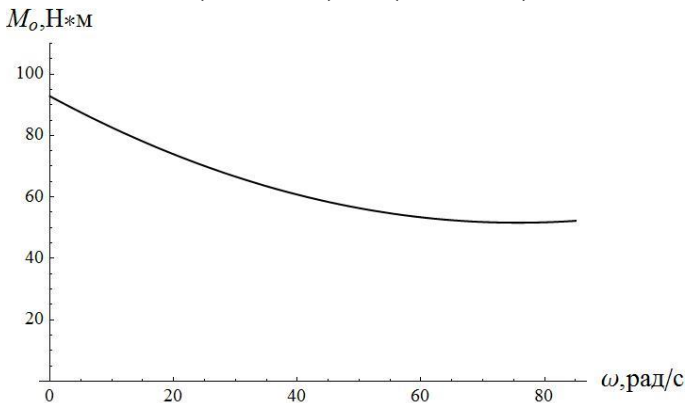


Рис. 2. Залежність моменту опору від кутової швидкості

У рівняння (2) підставляємо значення приводного моменту (4) з урахування формули Клосса (5), а в рівняння (3) підставляємо змінний момент опору (6). У результаті чого, отримуємо:

$$\ddot{\varphi}_1 = \frac{\left( \frac{2 \cdot M_k}{\left( \frac{S}{S_k} + \frac{S_k}{S} \right)} \cdot u_1 \cdot u_2 \cdot \eta_1 - c(\varphi_1 - \varphi_2) \right)}{I_1}$$

$$\ddot{\varphi}_2 = \frac{\left( c(\varphi_1 - \varphi_2) - M_{\max} + 2 \left( \frac{M_{\max} - M_i}{\omega_i^2} \right) \omega - \left( \frac{M_{\max} - M_i}{\omega_i^2} \right) \cdot \omega^2 \right)}{I_2}$$

Отримані диференціальні рівняння є нелінійними диференціальними рівняннями II-го порядку, тому їх аналітично не вдається проінтегрувати. Розв'язуємо їх за допомогою комп'ютерної програми Mathematica.

Характеристики переміщення, швидкості і прискорення, які показано на рис. 3, були отримані для таких вихідних даних:

$$I_1 = 9,89 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad I_2 = 7,31 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad u_1 = 3.5; \quad u_2 = 2; \quad \eta_1 = 0.95;$$

$$M_k = 159.4 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad M_{\max} = 92.8 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad M_n = 51.6 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad c = 16000 \frac{\text{Н}}{\text{м}};$$

$$\omega_n = 75.69 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; \quad \omega_o = 78.5 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; \quad \omega_k = 62.8 \frac{\text{рад}}{\text{с}}.$$

З аналізу цих графіків видно, що виникає коливальний процес зі зміною швидкості і прискорення. Це призводить до виникнення динамічних навантажень.

Для зменшення цих небажаних результатів необхідно провести оптимізацію режиму руху конвеєра.

### Висновки

Розроблено динамічну і математичну модель гвинтового конвеєра. Побудовано графіки, які показують динаміку гвинтового конвеєра на початку роботи. Показано характер зміни навантажень.

Одним із способів зменшення цього негативного явища є проведення оптимізації режиму руху кормороздавача гвинтового типу на ділянці пуску.

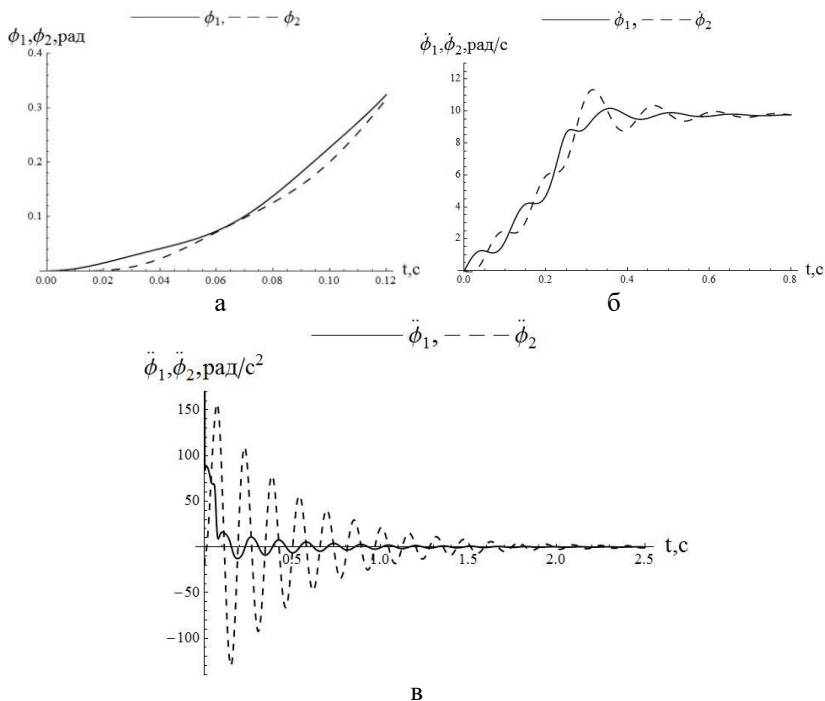


Рис. 3. Результати дослідження динаміки пуску кормозмішувача гвинтового типу: а–переміщення; б–швидкість; в–прискорення

#### Література

1. Динаміка гвинтових конвєсерів / В.С. Ловейкін, О.Р. Рогатинська, Л.Р. Рогатинська [та ін.] // Вісник ТНТУ. – 2010. – Том 15. – № 3. – С. 100–105. – (машинобудування, автоматизація виробництва та процеси механічної обробки).
2. Поліщук Л.К. Дослідження динаміки привода конвєсера зі змінним навантаженням / Поліщук, О.О. Адлер // Вібрації в техніці та технологіях. – 2009. — № 3 (55). — С. 35–37.
3. Гевко І.Б. Динамічна модель процесу транспортування сипких матеріалів гвинтовим конвєсером / І.Б. Гевко, А.О. Вітровий, О.Я. Гурик // Сільськогосподарські машини: Збірник наукових статей. – 2001. – Випуск 8. – С.72–82.
4. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин: Учебн. пособие / Ловейкин В.С. – К.: УМК ВО, 1990. – 168с.

5. Иванченко Ф.К. Расчеты грузоподъёмных и транспортирующих машин / Ф.К. Иванченко. – К.: Вища школа, 1978. – 574 с.

6. Машиностроение. Энциклопедия. Ред. совет: К.В. Фролов и др. – М.: Машиностроение. Динамика и прочность машин. Теория механизмов и машин. – Т.1–3. – В 2-х кн. – Кн. 2 / А.В. Александров, Н.А. Алфутов, В.В. Астанин и др.; Под общ. ред. К.С. Колесникова. – 1995. – 624с.

7. Давыдов Б.Л. Статика и динамика машин / Б.Л.Давыдов, Б.А. Скородумов. – М.: Машиностроение, 1967. – 431 с.

УДК 620.16:63 (075.8)

© С.С. Яцун, к.т.н., О.М. Калнагуз  
Сумський національний аграрний університет

### **ПОРІВНЯЛЬНА ОЦІНКА ФІЗИКО–МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ СТЕБЕЛ КУКУРУДЗИ І СОНЯШНИКУ ПРИ ПЕРЕРІЗАННІ**

*Об'єктом дослідження є стебла кукурудзи та соняшнику. Розглядається будова та принцип роботи приладу для визначення механічних характеристик стебел рослин при перерізанні. Наводяться фізико–механічні характеристики досліджуваних стебел з вологості, а також їх окремих тканин.*

#### **СТЕБЛА, КУКУРУДЗА, СОНЯШНИК, ПРИЛАД, МЕХАНІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ.**

**Постановка проблеми.** На якісні показники роботи різальних апаратів збиральних машин впливають фізико–механічні властивості сільськогосподарських культур. Тому їх вивченню повинна приділятися значна увага.

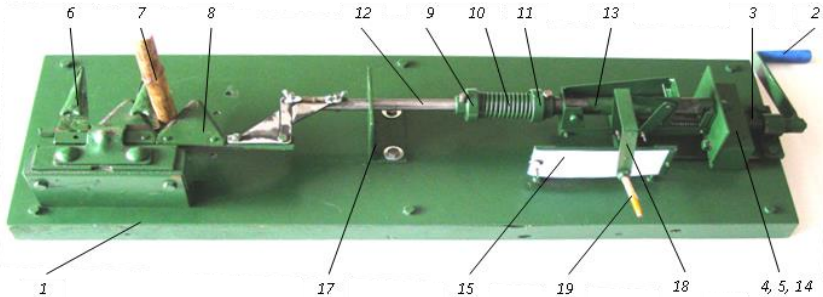
**Аналіз основних досліджень і публікацій.** Процес різання – найпоширеніший вид руйнування сільськогосподарських матеріалів під час їх збирання та переробки. Вивченню цього процесу в різальних апаратах сільськогосподарських машин присвячено багато праць. Першими з них, що започаткували теорію різання лезом ножа і заклали основи теоретичного розрахунку різальних апаратів більшості типів сільськогосподарських машин, є дослідження російського академіка В.П. Горячкіна [2]. Значний внесок в розробку теорії руйнування



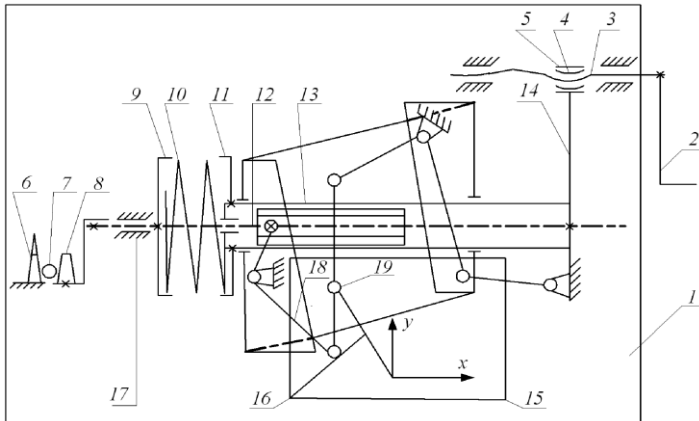
стебел різанням зробили дослідники М.Є. Резнік [5], Є.С. Босой [1], С.І. Рустамов [6] та ін. Потреба в таких розробках обумовлена необхідністю дослідження найбільш раціональних способів руйнування стебел. С.І. Рустамов займався також питаннями фізико-механічних властивостей окремих тканин стебел товстостеблових культур. Але ж відомості з цього питання по певних сортах кукурудзи та соняшника недостатні.

**Мета дослідження.** Визначення і порівняння механічних характеристик стебел деяких сортів кукурудзи та соняшнику, які вирощуються в Сумській області.

**Результати дослідження.** Досліди проводилися на приладі (рис. 1, а і б) для визначення характеристик стебел рослин перерізання [7].



а)



б)

Рис. 1. Прилад для визначення характеристик пере різання сільськогосподарських матеріалів: а) загальний вигляд; б) схема приладу

Прилад, розроблений на кафедрі „Трактори та сільськогосподарські машини” на базі динамографа–роботоміра та твєрдоміра Ю.Ю. Рєвякіна, та запатентований [8].

Обертанням рукоятки 2 через ходовий гвинт 3 за рахунок гайки 4 і напрямних 5, які розташовані на підставці, приводиться в рух кронштейн 14. Кронштейн жорстко з'єднаний зі штовхачем 13. Силова пружина 10 розташована між двома втулками, які жорстко закріплені. Це відповідно права 11 на штовхачу, ліва 9 — на штокові. Останній з'єднаний з тримачем сегмента. Принцип роботи приладу полягає в тому, що сила опору зразка стебла 7 передається через сегмент 8, тримач і втулку 9 на силову пружину і стискає її. Величина стискання пружини пропорційна силі опору зразка стебла і записується на паперовій стрічці 15.

З моменту дотикання робочого органа зі зразком останній чинить опір переміщенню штока 12. Шток переміщується в кронштейні 17. Сила опору передається на силову пружину і змушує її стискуватись. Величина стискання пружини записується пристроєм 18 за допомогою олівця 19 на діаграмі 16. Записувальний пристрій 18 сполучений зі штоком. Ланки цього пристрою розраховані так, що олівець переміщується у вертикальному напрямку (вісь  $Y$ ) на величину стискання пружини і в горизонтальному напрямку (вісь  $X$ ) на величину переміщення штока.

При переміщенні штока до миті зустрічі робочого органа зі зразком 7 олівець записує нульову лінію в напрямку осі  $X$ .

У разі подальшого обертання рукоятки пружина долає опір зразка і він перерізується. Після цього пружина миттєво розвантажується, вона розтискається і подає шток вперед. Для зменшення сили удару штока передбачений амортизатор.

Різальним елементом пристрою є стандартний сегмент, протиризальним – стандартний палець з протиризальною пластиною. Зазор між різальною і протиризальною частинами пристрою не повинен перевищувати 0,5 мм. Зразки для випробовувань вирізалися в інтервалі третього міжвузля (від кореневої шийки) або в інтервалі стебла, де відбувається зрізування стебла рослини збиральною машиною.

Дослідження проводилися на зразках кукурудзи сортів Цукрова Українська, Цукрова Брусниця та Цукрова при середній вологості відносно маси вологого зразка відповідно  $W_1 = 44,08\%$ , середньоквадратичне відхилення  $\sigma_1 = \pm 1,8\%$  і коефіцієнт варіації  $V_1 = 4,15\%$ ;  $W_2 = 37,62\%$ ,  $\sigma_2 = \pm 2,91\%$ ,  $V_2 = 7,73\%$ ;  $W_3 = 34,47\%$ ,  $\sigma_3 = \pm 0,85\%$ ,  $V_3 = 2,46\%$  та соняшнику сорту Світоч при  $W_C = 33,65\%$ ,  $\sigma_C = \pm 1,55\%$ ,  $V_C = 4,60\%$ .

Досліди проводилися в шестикратній повторності. Математичні розрахунки зроблені за допомогою комп'ютерної програми Microsoft Excel. Під час розрахунку визначалися: величина максимального  $F_{max}$  та середнього  $F_{сер}$  зусиль перерізання стебла, робота різання  $A$ , питома робота різання  $a$  [3, 4].

Показники механічних властивостей стебел визначалися за формулами:

1. Величина максимального зусилля перерізання стебла  $F_{max}$  (Н)

$$F_{max} = h_{max} \cdot q_{Пр},$$

де  $h_{max}$  – максимальна ордината діаграми, мм;  $q_{Пр}$  – жорсткість пружини, Н/мм.

2. Величина середнього зусилля  $F_{сер}$  (Н) перерізання стебла дорівнює:

$$F_{сер} = \frac{S_{Д} \cdot q_{Пр}}{l},$$

де  $S_{Д}$  – площа діаграми, мм<sup>2</sup>;  $S_{Д} = \frac{1}{2} \cdot h_{MAX} \cdot l$ . Тут  $l = v + c$  (рис. 2);

$l$  – переміщення сегмента, мм.

3. Робота різання  $A$  (Дж)

$$A = 10^{-3} \cdot F_{сер} \cdot l.$$

4. Питома робота різання  $a$  (кДж/м<sup>2</sup>):

$$a = \frac{10^3 \cdot A}{S_{Ст}},$$

де  $S_{Ст}$  – площа перерізу стебла, мм<sup>2</sup>.

На рис. 2 показаний зразок діаграми № 1 перерізання стебла кукурудзи сорту Цукрова Українська.

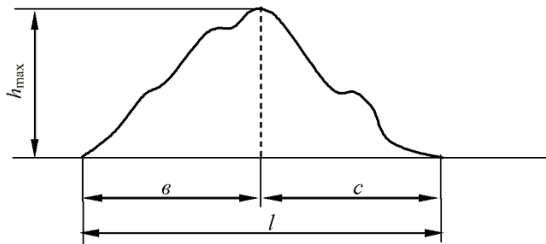


Рис. 2. Зразок діаграми № 1 перерізання стебла кукурудзи сорту Цукрова Українська

В табл. 1 наведено основні механічні властивості стебел кукурудзи сортів Цукрова Брусниця, Цукрова Українська, Цукрова та соняшнику сорту Світоч.

Таблиця 1. Механічні властивості стебел кукурудзи та соняшнику при перерізанні

Показники	Сорт			Соняшник сорту Світоч
	Цукрова Українська	Цукрова Брусниця	Цукрова	
$F_{max}$ , Н	125,8	87,92	115,0	123,3
$F_{сер}$ , Н	62,90	43,96	57,5	61,65
$A$ , Дж	3,04	1,75	2,12	3,19
$a$ , кДж/м <sup>2</sup>	8,93	4,48	6,05	5,54

Перерізувалися стебла кукурудзи різних сортів приблизно однакового середнього діаметра (20,82...22,31 мм) та соняшнику сорту Світоч середнього діаметра 27,08 мм. Механічні характеристики сортів кукурудзи Цукрова та Цукрова Брусниця мало відрізнялися. Максимальне та середнє зусилля різанню сорту Цукрова Українська в порівнянні з сортом Цукрова Брусниця більші в 1,42 рази. Робота на перерізанні стебла кукурудзи сорту Цукрова Українська в порівнянні з сортом Цукрова Брусниця більша в 1,74 рази, а питома робота різання – в 1,99 рази. Зусилля перерізанню стебла соняшнику (максимальне та середнє) приблизно дорівнюють цим показникам кукурудзи сорту Цукрова Українська, а питома робота в 1,61 рази менша, тому що площа різання соняшнику в 1,69 рази більша.

В табл. 2 наведено основні механічні характеристики стебел кукурудзи при різанні міжвузлів.

Таблиця 2. Механічні властивості стебел кукурудзи при перерізанні міжвузлів

Показники	Сорт		
	Цукрова Українська	Цукрова Брусниця	Цукрова
$F_{max}$ , Н	204,8	154,9	186,6
$F_{сер}$ , Н	102,4	77,45	93,3
$A$ , Дж	5,86	4,2	5,51
$a$ , кДж/м <sup>2</sup>	11,28	7,91	9,92

Найменші зусилля, роботу і питому роботу на перерізанні міжвузлів кукурудзи має сорт Цукрова Брусниця. Найбільші ці показники у сорту Цукрова Українська.

Питома робота на перерізання стебла кукурудзи в порівнянні з перерізанням міжвузлів у різних сортів в 1,26...1,76 рази менша.

Під час дослідження властивостей механічного кільця при різанні одержано наступні результати (табл. 3).

Таблиця 3. Характеристики механічного кільця товстостеблових культур

Показники	Сорт			Соняшник сорту Світоч
	Цукрова Українська	Цукрова Брусниця	Цукрова	
$F_{max}$ , Н	100,7	47,46	59,86	76,97
$F_{сер}$ , Н	50,35	23,73	29,93	38,48
$A$ , Дж	2,34	1,45	1,75	2,68
$a$ , кДж/м <sup>2</sup>	26,20	15,08	18,59	9,40

Робота на перерізання механічного кільця стебла соняшнику виявилася більшою в порівнянні з кукурудзою, але питома робота була в 1,60...2,78 рази меншою, тому що товщина механічного кільця соняшнику в 2,56...2,66 рази більша за товщину механічного кільця кукурудзи різних сортів. Питома робота перерізання механічного кільця соняшнику в порівнянні з різанням стебла більша в 1,70 рази, а у кукурудзи різних сортів – в 2,93...3,37 рази.

Зусилля і робота різання знаходяться в прямій залежності від діаметра стебла. Основну частину енергії при різанні поглинає механічне кільце. Опір різанню серцевини незначний у порівнянні з опором перерізання всього стебла, хоча площа поперечного перерізу серцевини займає значну частину площі перерізу стебла.

У табл. 4 наведено за результатами досліджень розрахунки витрат роботи на різання механічного кільця і серцевини стебел кукурудзи трьох сортів і соняшнику. Площа механічного кільця для кукурудзи складала 24,61...26,84%, соняшнику – 49,52% площі стебла, а площа серцевини відповідно – 73,16...75,39% і 50,48%. Витрати роботи на перерізання механічного кільця кукурудзи складала 76,98...82,86%, а соняшнику – 84,02% від роботи на перерізання всього стебла, тобто, на перерізання одного процента площі механічного кільця кукурудзи витрачається 2,87...3,37% від всієї роботи, а соняшнику – 1,7 %. На перерізання одного процента площі серцевини кукурудзи визначається 0,23...0,31% від всієї роботи, а соняшнику – 0,32%. Таким чином, на перерізання одиниці площі механічного кільця кукурудзи в порівнянні з серцевиною витрачається більше енергії в 10,9...13,61 рази, а для соняшнику – в 5,31 рази.

Таблиця 4. Характеристики окремих елементів стебел кукурудзи та соняшнику

Показники	Сорт			Соняшник сорту Світоч
	Цукрова Українська	Цукрова Брусниця	Цукрова	
Зовнішній діаметр стебла $d_3$ , мм	20,82	22,31	21,12	27,08
Товщина механічного кільця, мм	1,47	1,47	1,53	3,92
Площа стебла $S_{Ст}$ , мм <sup>2</sup>	340,27/100	390,72/100	350,15/100	575,66/100
Площа серцевини стебла $S_{Серц}$ , мм <sup>2</sup>	250,96/73,75	294,53/75,39	256,04/73,1 6	290,59/50,4 8
Площа механічного кільця $S_{М,К}$ , мм <sup>2</sup>	89,31/26,25	96,15/24,61	94,11/26,84	285,07/49,5 2
Робота різання стебла $A$ , Дж	3,04/100	1,75/100	2,12/100	3,19/100
Робота різання серцевини стебла $A_{Серц}$ , Дж	0,70/23,02	0,30/17,04	0,37/17,45	0,51/15,98
Робота різання механічного кільця стебла $A_{М,К}$ , Дж	2,34/76,98	1,45/82,86	1,75/82,55	2,68/84,02

**Примітка.** В знаменнику надаються відсотки

### Висновки

1. Основну частину енергії при різанні поглинає механічне кільце. Опір різанню серцевини незначний в порівнянні з опором перерізання всього стебла. На перерізання одиниці площі механічного кільця кукурудзи в порівнянні з серцевиною витрачається більше енергії в 10,9...13,6 рази, а для соняшнику – в 5,31 рази.

2. Питома робота перерізання міжвузлів різних сортів кукурудзи в 1,26...1,76 рази більша в порівнянні з перерізанням стебла.

3. Слід провести дослідження з цього приводу для інших перспективних сортів кукурудзи та соняшнику.

### Література

1. Босой Е.С. Режущие аппараты уборочных машин / Е.С. Босой. – М.: Машиностроение, 1967. – 168 с.

2. Горячкин В.П. Собрание сочинений в трёх томах. Изд. 2-е. Т. 3. Под ред. Н.Д. Лучинського / В.П. Горячкин – М.: Колос, 1968. – 384 с.
3. Механіко–технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів: Практикум. Навчальний посібник / Д.Г. Войтюк, О.М. Царенко, С.С. Яцун та ін.; За ред. С.С. Яцуна. – К.: Аграрна освіта, 2000. – 93 с.
4. Механіко–технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів: Підручник /О.М. Царенко, Д.Г. Войтюк, В.М. Швайко та ін.; За ред. С.С. Яцуна. – К.: Мета, 2003. – 448 с.
5. Резник Н. Е. Теория резания лезвием и основы расчёта режущих аппаратов / Н.Е. Резник – М.: Машиностроение, 1975. – 311 с.
6. Рустамов С.И. Физико–механические свойства растений и совершенствование режущих аппаратов уборочных машин / С.И. Рустамов – Киев, Донецк: Выща школа, Головне узд–во, 1981. – 172 с.
7. Яцун С. С. Прилади для визначення механіко–технологічних властивостей сільськогосподарських рослин під час збирання / С.С. Яцун, М.Я. Довжик, М.І. Єрмак та ін. / Вісник Сумського НАУ. Механізація та автоматизація виробничих процесів. – Вип. 7. – 2001. – С. 39 – 43.
8. Пат. 52920 Україна, МПК G 01 N 33/00. Пристрій для визначення механіко–технологічних властивостей рослинних матеріалів / Довжик М.Я., Яцун С.С., Калнагуз О.М., Яцун С.С.; заявник і власник Сумський національний аграрний університет. – № u 2010 05076; заявл. 27.04.2010.; опубл. 10.09.2010. Бюл. № 17.

*Рецензент д.т.н., проф. В. Б. Табельник*

УДК 631.365.22

© А. А. Ящук, Р.В. Кірчук, к.т.н.  
Львівський національний технічний університет

## **РОЗРАХУНОК ПРОДУКТИВНОСТІ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ЕНЕРГОЗАТРАТ СУШАРКИ ДЛЯ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ**

*У статті проведено порівняльний аналіз енергетичної ефективності існуючих сушарок сипких сільськогосподарських матеріалів, проведено теоретичне обґрунтування продуктивності, а також здійснено тепловий і енергетичний розрахунок нової конструкції сушарки зі спіралеподібними активними робочими органами.*

### **ЛЬОН ОЛІЙНИЙ, НАСІННЯ, СУШАРКА, ПРОДУКТИВНІСТЬ.**

**Постановка проблеми.** Важливість післязбирального обробітку врожаю сільськогосподарських культур полягає в тому, що він має вирішальний вплив на якість врожаю, що підлягає зберіганню і подальшій переробці. Післязбиральний обробіток сільськогосподарських матеріалів, що потребують штучного зниження вологості, зокрема насінневих матеріалів, пов'язаний зі значними енергетичними затратами. Принцип дії різних типів сушарок [1,2,3,4], які застосовуються для сушіння зернових та насіння різних культур, в основному заснований на конвекції. Процес сушіння відбувається за рахунок енергії нагрітого повітря, яке контактує з вологим матеріалом.

Усунення недоліків існуючих сушарок, пов'язаних з ефективністю використання енергетичного потенціалу сушильного агенту дозволить зробити процес сушіння менш енергозатратним.

**Аналіз досліджень і публікацій.** Дослідженням процесу сушіння сипких сільськогосподарських матеріалів присвячені роботи Ликова А.В.[2], Птіцина С.Д. [1], Дідуха В. Ф.[3], Зеленко В. І.[4], Котов Б. І.[5] та інших науковців. Проте питання енергозатратності процесу сушіння, підвищення енергоефективності і зменшення затрат на сушіння є актуальним і потребує вирішення.

**Мета дослідження.** Метою роботи є оцінка енергоефективності існуючих засобів сушіння сипких сільськогосподарських матеріалів з обґрунтуванням ефективності нової конструкції сушарки зі спіралеподібними активними робочими органами.

**Результати дослідження.** Для сушіння сипких сільськогосподарських матеріалів використовуються конвективні



сушарки різних типів. Найпоширенішими з них є: шахтні, барабанні і колонкові. Порівняльна характеристика цих типів сушарок приведена в табл.1 [6].

Наведені сушарки відрізняються як за конструкцією, так і за габаритними розмірами.

Фактична продуктивність сушарок зумовлюється багатьма факторами, такими як: початкові параметри матеріалу, необхідний відсоток зниження вологості, властивості конкретного матеріалу, тип енергоносія, режими сушіння та ін.

Таблиця 1. Технічні характеристики зерносушарок

Показник	Колонкові		Шахтні				Барабанні	
	СЗК-8	СК-5	Арай S311	М-819	СЗШ-16	К4-УСА	СЗСБ-8	СЗСБ-4
Продуктивність, т/год	8	10	9	20	16	8	8	4
Питома витрата пального, кг/т	5,47	6,62	5,71	5,84	9,40	8,53	9,65	10,12

Високопродуктивного сушіння сипкого матеріалу і рівномірності його просушування можна досягти за рахунок його перемішування в процесі сушіння, ефективного підведення і розподілу сушильного агенту за всім об'ємом матеріалу. Зважаючи на особливості деяких сільськогосподарських матеріалів, зокрема насіння деяких культур, таких як льону [7], сушіння їх в нерухомому шарі ускладнене, а тому необхідне обов'язкове перемішування цього матеріалу в процесі сушіння.

Запропонована конструкція сушарки (рис.1.) для сушіння сипких сільськогосподарських матеріалів [8], в якій використано активні спіралеподібні робочі органи 1 для одночасної подачі сушильного агенту і перемішування матеріалу в процесі сушіння.

Сушарка працює наступним чином: сипкий матеріал (наприклад ворох насіння льону олійного після попереднього очищення) завантажувальним пристроєм 2 подається в сушильну камеру 3. Повітря нагнітається вентилятором 4 і подається в калорифер 5, де нагрівається до потрібної температури. Після цього, сформований сушильний агент (нагріте повітря) підводиться в сушильну камеру 3 через активні робочі органи 1, які виготовлені у формі спіралі, містять канали для подачі сушильного повітря і отвори за їх довжиною для подачі сушильного матеріалу в зону сушіння сушильної камери.

Активні робочі органи встановлені по вертикальних осях в сушильній камері і здійснюють обертальний рух в процесі сушіння, тим самим активно перемішуючи сушильний матеріал і активізуючи виділення вологи з усього об'єму матеріалу. Вивантаження матеріалу з сушильної камери, який досягнув кондиційної вологості, контролюється заслінками 7. Сухий матеріал подається на вивантажувальний пристрій 8. Висушене насіння підлягає кінцевому тонкому очищенню на насіннеочисних машинах.

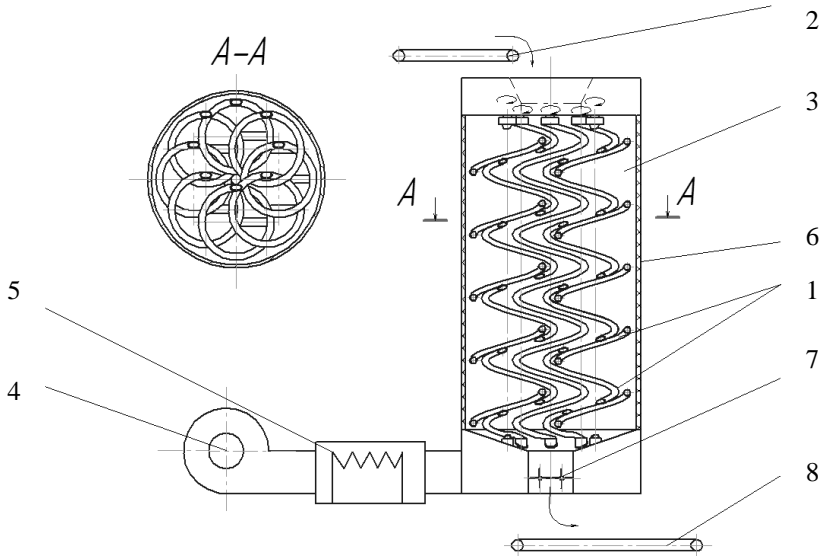


Рис. 1. Сушарка для насіння льону олійного: 1 – спіралеподібні активні робочі органи; 2 – завантажувальний пристрій; 3 – сушильна камера; 4 – вентилятор; 5 – калорифер; 6 – перфорована стінка сушильної камери; 7 – заслінки; 8 – вивантажувальний пристрій

Для визначення продуктивності сушарки за насінням льону олійного визначимо об'єм її сушильної камери (рис. 2):

$$V = V_1 - V_2,$$

де  $V_1$  – об'єм циліндра сушильної камери,  $\text{м}^3$ ;  $V_2$  – загальний об'єм спіральних робочих органів,  $\text{м}^3$ .

При цьому

$$V_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot H,$$

$$V_2 = n \cdot s \times \sqrt{(\pi \cdot d)^2 + k^2} \times H / k ,$$

де  $D$  – діаметр внутрішньої стінки сушильної камери, м;  $n$  – кількість спіралеподібних робочих органів;  $s$  – площа профілю поперечного перерізу витка спіралі робочого органу, м<sup>2</sup>;  $d$  – діаметр спіралі робочого органу, м<sup>2</sup>;  $k$  – крок спіралі, м<sup>2</sup>;  $H$  – висота сушильної камери, м.

Тоді

$$V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot H - n \cdot s \cdot \sqrt{(\pi \cdot d)^2 + k^2} \cdot \frac{H}{k} ,$$

або

$$V = H \cdot \left( \frac{(\pi \cdot D)^2}{4} - n \cdot s \cdot \sqrt{\frac{(\pi \cdot d)^2}{k^2} + 1} \right) . \quad (1)$$

Підставивши значення отримаємо об'єм сушильної камери:

$$V = 1,8 \cdot \left( \frac{(\pi \cdot 1)^2}{4} - 8 \cdot 0,001 \cdot \sqrt{\frac{(\pi \cdot 0,3)^2}{0,25^2} + 1} \right) = 1,35 \text{ м}^3 .$$

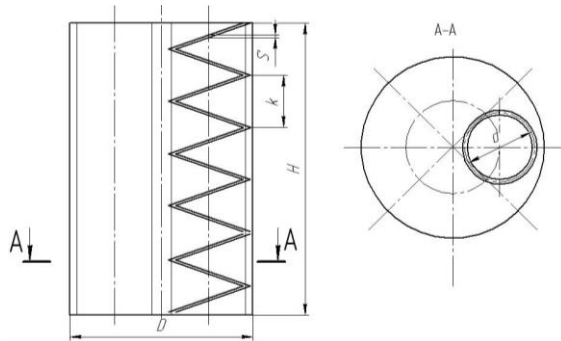


Рис. 2. До визначення об'єму сушильної камери

Масу матеріалу, що перебуває в сушильній камері знайдемо за співвідношенням:

$$m = V \cdot \gamma \cdot \eta , \quad (2)$$

де  $m$  – маса матеріалу, кг;  $\gamma$  – питома маса матеріалу, кг/м<sup>3</sup>;  $\eta$  – коефіцієнт заповнення сушильної камери сушарки.

Для насіння льону  $\gamma=630$  кг/м<sup>3</sup> [6], а маса матеріалу в сушильній камері:

$$m = 1,8 \cdot 630 \cdot 0,7 = 595 \text{ кг} .$$

При безперервній роботі сушарки з постійним завантаженням вологого матеріалу у верхній частині сушарки і відвантаженні висушеного матеріалу в нижній її частині і відомій тривалості перебування матеріалу в сушильній камері продуктивність сушарки знайдемо за співвідношенням для вологого матеріалу:

$$P = m / T \quad \text{кг/год;} \quad (3)$$

де  $T$  – тривалість сушіння, год.

Тоді, за тривалості сушіння  $T=20$  хв продуктивність сушарки:

$$P = 595 / 0,33 = 1803 \text{ кг/год.}$$

Визначимо масу висушеного за 1 годину матеріалу за формулою [6]:

$$P' = P \cdot \frac{100 - w_1}{100 - w_2}, \quad (4)$$

де  $P$  – маса вологого матеріалу, кг;  $P'$  – маса сухого матеріалу, кг;  $w_1$  – початкова відносна вологість, %;  $w_2$  – кінцева відносна вологість, %.

Під час сушіння насіння льону олійного від вологості 17 до 12%

$$P' = 1803 \cdot \frac{100 - 17}{100 - 12} = 1700 \text{ кг.}$$

Кількість випаруваної вологи:

$$W = P - P' \text{ кг,} \quad (5)$$

$$W = 1803 - 1700 = 103 \text{ кг.}$$

Тепловміст через температуру і вологовміст можна визначити за формулою [6]:

$$I = 0,24 \cdot t + \frac{d}{1000} \cdot (595 + 0,47 \cdot t) \text{ ккал/г с.п.,} \quad (6)$$

де  $t$  – температура, °С;  $d$  – вологовміст, г/кг с.п.

Тепловміст для повітря температурою 20°С і вологовмістом 6 г/кг с.п. становитиме:

$$I_0 = 0,24 \cdot 20 + \frac{6}{1000} \cdot (595 + 0,47 \cdot 20) = 8,4 \text{ ккал/г с.п.}$$

Тепловміст сушильного агента при температурі 45°С

$$I_1 = 0,24 \cdot 45 + \frac{6}{1000} \cdot (595 + 0,47 \cdot 45) = 14,5 \text{ ккал/г с.п.}$$

Витрата тепла на нагрівання матеріалу

$$q_{i\delta} = \frac{P'}{W} \cdot c \cdot (t_2 - t_1), \quad (7)$$

де  $c$  – питома теплоємність матеріалу, ккал/кг $^{\circ}$ С;  $t_1$  – температура повітря,  $^{\circ}$ С;  $t_2$  – температура сушильного агента,  $^{\circ}$ С.

$$q_{i\delta} = 1700 \cdot 1,02 \cdot (45 - 20) / 107 = 415 \text{ ккал/кг.}$$

Питому витрату сухого повітря визначимо з залежності [6]

$$t_2 = \frac{I_1 - \frac{q_{i\delta} - t_0}{l} - 595 \cdot \left( \frac{1}{l} + \frac{d_0}{1000} \right)}{0,24 + 0,47 \cdot \left( \frac{1}{l} + \frac{d_0}{1000} \right)}, \quad (8)$$

де  $l$  – питома витрата сухого повітря на 1 кг випаруваної вологи, кг с.п./кг в.в.

Підставивши в (8) відомі значення одержимо  $l = 141,22$  кг с.п./кг в.в.

Годинна витрата повітря

$$L = l \cdot W, \quad (9)$$

$$L = 141,22 \cdot 107 = 15110 \text{ кг с.п./кг в.в.}$$

Годинна витрата палива на сушіння [6]

$$B = \frac{(I_1 - I_0) \cdot l \cdot W}{H \cdot \eta_1} \text{ кг,} \quad (10)$$

де  $H$  – теплотворна здатність палива, кДж/кг;  $\eta_1$  – ккд топкового агрегата.

$$B = \frac{(14,5 - 8,4) \cdot 15110}{9500 \cdot 0,91} = 10,66 \text{ кг.}$$

Тоді питома витрат палива

$$b = B / P \text{ кг/т.} \quad (11)$$

$$b = 10,66 / 1,803 = 5,9 \text{ кг/т.}$$

Розрахована продуктивність і питома витрата пального буде змінюватися залежно від властивостей, матеріалу, що піддається сушінню, режимів сушіння і типу теплоносія. Для даної конструкції сушарки додаткові витрати енергії матимуть місце при приведенні в дію робочих органів, проте це дасть можливість забезпечити більш інтенсивне і якісне сушіння матеріалу, що дозволить зменшити тривалість сушіння і збільшити його рівномірність.

**Висновки:** найпоширенішими для сушіння сільськогосподарських матеріалів є сушарки конвективного типу. Питомі витрати енергії на сушіння матеріалу змінюються залежно від типу сушарки, властивостей і параметрів матеріалу, що піддається сушінню. В результаті дослідження теоретично обґрунтовано продуктивність нової конструкції сушарки зі спіралеподібними активними робочими органами, що для насіння льону олійного склала

1,8 т/год, визначено питому витрату палива на 1 т. висушеного матеріалу, вона становить: 5,9 кг/т для льону олійного під час зниження його відносної вологості від 17 до 12% і сушінні за температури 45°C. Ці показники визначаються властивостями конкретного матеріалу і режимами сушіння. Порівнюючи запропоновану конструкцію з існуючими типами сушарок можна зробити висновок, що дана сушарка, при досить невисоких витратах пального, забезпечить рівномірне якісне просушування матеріалу.

#### Література

1. Лыков А.В. Теория сушки / А.В. Лыков – М.: Энергия, 1968. – 472 с., ил.
2. Птицын С.Д. Зерносушилки / С.Д. Птицын. – М.: Машиностроение, 1966. – 180 с.
3. Дідух В.Ф. Підвищення ефективності сушіння сільськогосподарських матеріалів: Монографія / Володимир Федорович Дідух. – Луцьк: ЛДТУ, 2002. – 165 с.
4. Зеленко В.И. Конвективная сушка сельскохозяйственных материалов в плотном слое: Основы теории / В.И. Зеленко. – Тверь: Обл. кн.-журн. изд-во, 1998. – 96 с.
5. Котов Б.И. Технологические и теплоэнергетические основы повышения эффективности сушки растительного сырья: Дис. ... д-ра техн. наук: 05.20.01 / УААН, Ин-т механизации и электрификации с.х. / Борис Иванович Котов. – Глеваха, 1994. – 440 с.
6. Карташевич С.М. Механико-технологические основы повышения эффективности механизированных комплексов для послеуборочной обработки зерна и семян (теория, расчет, результаты проектирования и испытаний технологических комплексов) / С. М. Карташевич. – Минск, 2001. – 288 с.
7. Живетин В. В. Лен вчера, сегодня, завтра / В. В. Живетин, Л. Н. Гинзбург, А. И. Рыжов. – М. : ИПО «Полигран», 1995. – 126 с.
8. Ящук А. А. Дослідження процесу сушіння насіння льону олійного з розробкою конструкції сушарки / А. А. Ящук, Р. В. Кірчук, О. В. Голій // Вісник харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. Технічні науки «Механізація сільськогосподарського виробництва» . – 2011. – Т.1. № 107. — С. 250–258.
9. Пат. № 56364 Україна, МПК (2006) F26 B11/00. Сушарка для сипких матеріалів / Ящук А.А.; заявник і власник патенту Луцький національний технічний університет.; заявл. 02.07.2010.; опубл. 10.01.2011, бюл. № 1.

*Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух*

## ANNOTATIONS

**Ovsyannikov S., Bilanin V.** **Methods and equipments are for preparation of seed of pine-tree ordinary.** *Developed and analysed methods and facilities of mechanical and hydraulic separation of wing of seed of coniferous forest cultures and the results of experimental researches of run-up of these methods are presented.*

**Ostrowska A. V., Kuzmina T. O.** **Analysis of methods of reception of cellulose from oil flax.** *In this work the analysis of the basic methods of reception of cellulose from a fibre of flax is carried. The most effective ways of reception of cellulose with the increased qualitative parameters for re-enforcements of composite materials are offered.*

**Pastushenko S., Ogienko N.** **Of economic evaluation of complex machines for technological seed works weight melons and cucumbers.** *The main problems of the present state of mechanization of seed selection vegetable and melon. The basic results of determining the economic efficiency of complex machines added emphasis on seed technology and seed weight adjusting melons and cucumbers.*

**Popko V., Tsiz' I.** **The Productivity of sowing apparatuses mineral fertilizers of paddle-type.** *Theoretical and experimental researches of new sowing apparatuses mineral fertilizers are resulted at the use of friable and littlefriable materials.*

## АННОТАЦИИ

**Овсянников С.И., Биланин В.С.** **Методы и оборудование для подготовки семян сосны обыкновенной.** *Разработаны и проанализированы методы и средства механического и гидравлического отделения крыла семян хвойных лесных культур и представлены результаты экспериментальных исследований опробования данных методов.*

**Островская А.В., Кузьмина Т.О.** **Анализ методов получения целлюлозы из льна масличного.** *В работе проведен анализ основных методов получения целлюлозы из льноволокна. Предложены наиболее эффективные способы получения целлюлозы с повышенными качественными показателями для армирования композитных материалов.*

**Пастушенко С.И., Огиенко Н.Н.** **Оценка экономической эффективности комплекса машин для доработки технологической семенной массы дыни и огурца.** *Сформулированы основные проблематики современного состояния механизации выделения семян овоще-бахчевых культур. Приведены основные результаты определения экономической эффективности внедрения комплекса машин по дополнительному выделению семени и доработке технологической семенной массы дыни и огурца.*

**Попко В.И., Цызь И.Е.** **Продуктивность туковывсевающего аппарата лопастного типа.** *Приведены теоретические и экспериментальные исследования нового туковывсевающего аппарата при использовании сыпучих и малосыпучих материалов. Минеральные удобрения*



**Popovich P. V., Babiy A., Khomik N., Dutka A. Estimation of reliability of machines for chemical defence in a plant-grower.** Offered approach, which complement a theory and practice of estimation and search of method of prognostication of bearing strength and remaining longevity of base knots of mobile agricultural machines.

**Priymak T. Statistical analysis of weather terms in the period of harvesting flax for the Volyn area.** In the article a statistical analysis over of meteorological terms is brought in the period of realization of harvest works.

**Rybak T., Popovich P., Sikorskiy S. Analytical dependences of co-operation of hard organic fertilizers with the vertical workings organs of throwing about.** The process of motion of organic fertilizer the surface of vertical working organ is described. The analytical model of trajectory of motion of fertilizers is offered depending on mass of particle, angle of slope and number of turns of working organ. Geometrical and structural descriptions as functions of power and geometrical parameters of process of throwing about of hard organic fertilizers are got.

**Rusakov D., Popov O. Research of formation of particles of organo-mineral fertilizers (OMF).** The article gives classification of the known types of connections which can arise up on the different stages of technological process of granulation of fertilizers, the analysis of structure of moist organo-mineral mixtures (OMM) is resulted on the basis of sapropel, theoretical assumptions are

**Попович П.В., Бабий А.В. Хомик Н.И., Дутка А. Оценка надежности машин для химической защиты в растениеводстве.** Предложены подходы, которые дополняют теорию и практику оценки и поиска методике прогнозирования несущей способности и остаточной долговечности базовых узлов мобильных сельскохозяйственных машин.

**Приймак Т.Н. Статистический анализ погодных условий в период уборки льна-долгунца для Вольнской области.** В статье приведен статистический анализ метеорологических условий в период проведения уборочных работ.

**Рыбак Т.И., Попович П.В., Сикорский С.П. Аналитические зависимости взаимодействия твердых органических удобрений с вертикальными рабочими органами разбрасывателей.** Описан процесс движения органического удобрения поверхностью вертикального рабочего органа. Предложена аналитическая модель траектории движения удобрений в зависимости от массы частицы, угла наклона и числа оборотов рабочего органа. Получены геометрические и конструктивные характеристики как функции силовых и геометрических параметров процесса разбрасывания твердых органических удобрений.

**Русаков Д.С., Попов О.Б. Исследование образования частичек органо-минеральных удобрений (ому).** В статье приведено классификацию известных видов связей, которые могут возникать на разных стадиях технологического процесса гранулирования удобрений, приведен анализ структуры влажных органо-минеральных смесей (ОМС) на основе сапропеля, сформированы



*formed and analytical dependences are resulted to the ground of mathematical model of formation of particles to OMF to granulation.*

**Say V., Kuzmina T. The research of bending of stems of straw and retted flax oily.** *In the article are resulted the methods and experimental researches of bending of stems of flax oily.*

**Salo V., Luzan E., S. Goncharova, Luzan P. Form basis of stalk raiser ploughshare for the straight sowing of grain-crops.** *In the article it is resulted a design of sowing section for the straight sowing of grain-crops. It is considered the theoretical preconditions of vegetative remains movement on the stalk raiser with the purpose of providing their disposal from the post. The directions of carrying out of the further researches for the establishment of critical angles, at which the stalk with zero initial speed will remain at rest, are defined.*

**Safonova O., Razbors'ka O. Influence of intensive water-thermal treatment on flour-milling properties of wheat grain.** *Results of influence of a new way of water-thermal treatment (WTT) by action of acoustic waves of a wide range on wheat grain and in the conditions of the reduced pressure are resulted in the article. Action of the WTT on flour-milling properties of wheat grain before baking varietal grinding is studied.*

**Satsiuk V. Model parameters present particle with that account particles adhesion force.** *The article presents a model particle with exact parameters. The dependences for*

*теоретические допущения и приведены аналитические зависимости к обоснованию математической модели образования частичек ОМУ к гранулированию.*

**Сай В.А., Кузьмина Т.О. Исследование изгиба стеблей соломы и тресты льна масличного.** *В статье приведенная методика и результаты экспериментальных исследований изгиба стеблей льна масличного.*

**Сало В.М., Лузан Е.Р., Гончарова С.Я., Лузан П.Г. Обоснование формы стеблеподъемника сошника для прямого посева зерновых культур.** *В статье приведено конструкцию посевной секции для прямого посева зерновых культур. Рассмотрено теоретические предпосылки движения растительных остатков по стеблеподъемнику сошника с целью обеспечения отведения их от стойки. Определены направления проведения дальнейших исследований для установления критических углов, при которых стебель с нулевой начальной скоростью будет оставаться в состоянии покоя.*

**Сафонова О.Н., Разборская Е.А., Влияние интенсивной водно-тепловой обработки на мукомольные свойства зерна пшеницы.** *В статье показано влияние нового способа водно-тепловой обработки (ВТО) путём действия на зерно пшеницы акустических волн широкого диапазона и в условиях сниженного давления. Изучено действие данной ВТО на мукомольные свойства зерна пшеницы перед сортовым хлебопекарским помолом.*

**Сацюк В.В. Модель частички из приведенными параметрами учитывающими силу сцепления частиц.** *В статье показана модель частицы из приведенными*



*determination of friction and specific cohesion coherent particles for granular material.*

**Sydorchuk O., Ukraineec V., Lub P., Grabovets V. Agrometeorological reasons of technological systems adaptation for fertilizer, soil–tillage and sowing of cultures.** The influence of agrometeorology terms on the soil humidity and fertilizer works, soil–tillage and sowing is described. The agrometeorology reasons of technological adaptation necessity of these works to the terms of external environment are noted out. The terms distributing of soil high–quality change during spring and summer–autumn periods is set.

**Sirenko V., Zhabko A. The theoretical substantiation of the agricultural crops stems cutting with view of flexural stress.** *This article describes the cutting process of the agricultural crops stems materials and the identification of basic parameters in static and dynamic strength effect with account mechanical–technological properties of raw materials*

**Sobolev O., Klevtsov K., Soboleva L. Getting new products from waste fiber crops.** *The physical and mechanical properties of flax raw material are given, the possible directions and areas of new types of finished products are studied.*

*параметрами.*

*Предложена зависимость для определения силы трения и удельной силы сцепления частиц сыпучего связанного материала.*

**Сьдорчук А.В., Українець В.А., Луб П.М., Грабовец В.В. Агрометеорологічні причини адаптивності технологічних систем удобрення, підготовки ґрунту та сів культур.** *Охарактеризовано вплив агрометеорологічних умов на стан ґрунту та виконання робіт з його удобрення, підготовки та сів культур.*

*Отмечено агрометеорологічні причини потреби технологічного адаптування цих робіт до умов зовнішньої середовища. Установлено розподіл термінів якісного змінювання ґрунту за умови тривалості весняного та літньо–осіннього періодів.*

**Сиренко В.Ф., Жабко А.И. Теоретическое обоснование процесса перерезания стеблей сельскохозяйственных культур с учетом изгибающих напряжений.** *В статье рассмотрен процесс перерезания стеблевых материалов сельскохозяйственных культур и определение основных параметров при статическом и динамическом действии силы с учетом механико–технологических свойств растительных материалов.*

**Соболев О.А., Клевцов К.Н., Соболева Л.А. Получение новых видов продукции из отходов производства льняных культур.** *В работе приведены физико–механические характеристики льняного сырья, исследованы возможные направления и сферы использования новых видов готовой продукции.*

**Solomentseva L., Momotyuk R.** Classification processes of repair and maintenance of sawmill and woodworking machinery. *The article presents approaches to classification and coding of labor processes of repair and maintenance of sawmill and woodworking machinery.*

**Suckach O.** Friction properties of milk thistle seed. *Investigated friction properties of milk thistle seed, set coefficient of friction seed for different types of surfaces and the angle bevel.*

**Taraymovich I., Misiruk M.** Increasing the efficiency of separation of grain. *The article offers an analysis of areas of effective separation of grain, which resulted in the proposed application of new construction sieve conveyor with transverse vibrations of the surface. The principles of particle motion relative to the proposed opening sieve conveyor and developed numerical scheme and mathematical model of particle motion.*

**Tarascenko O., Geruk S., Pustovit S.** Methods of determination of rain's exertion and destruction's deformation. *Methods of determination of grain's exertion and destruction and its deformation in especially made installation are expounded.*

**Tarasyuk V., Didukh V., Tarajmovich I.** Determination of intensity of dehydration of particles of OMF is on the stage of forming of granules. *In the article the process of dehydration of particles of OMF is*

*Соломинцева Л., Момотюк Р.* Классификация процессов ремонта и технического обслуживания лесопильного и деревообрабатывающего оборудования. *В статье изложены подходы к классификации и кодирования трудовых процессов ремонта и технического обслуживания лесопильного и деревообрабатывающего оборудования.*

**Сукач О.М.** Фрикционные свойства семян розторопши пятнистой. *Исследованы фрикционные свойства семян расторопши пятнистой, определен коэффициент трения семян по различным типам поверхностей и угол естественного откоса.*

**Тараймович И.В., Мисирук М.Ю.** Повышение эффективности процесса сепарации зерна. *В статье приведенный анализ направлений повышения эффективности процесса сепарации зерна, в результате которого предложено применение новой конструкции решетного конвейера с поперечными колебаниями рабочей поверхности. Обоснован принцип движения частицы относительно отверстия предложенного решетного конвейера и разработана расчетная схема и математическая модель движения частицы.*

**Тарасенко А. П., Герук С. Н., Пустовит С. В.** Методика определения усилия и деформации разрушения зерна. *Изложено методику определения усилия разрушения зерна и его деформацию на специально изготовленной установке.*

**Тарасюк В.В., Дідух В.Ф., Тараймович І.В.** Определение интенсивности обезвоживания частиц ОМД на этапе формирования гранул. *В статье рассмотрен процесс обезвоживания частиц ОМД в процессе*



considered in the process of forming of granules is considered in the article. The dependence and coefficient of diffusion from the granules of OMF got and determined by method of rolling.

**Tishchenko L., Olshanskii V., Olshanskii S.** Calculation of flows separation of a grain mix in cylindrical vibrosieve. The approximate formulas for calculation of velocity of motion of a mix and productivity of a vertical cylindrical vibrosieve a on raising and passing fractions are deduced. The influence of sifting of one of phases on velocity of a flow of a mix on a sieve, and also change vibroviscosity of environment on thickness of a driven ring layer is taken into account. The motion vibroliquefaction of a layer is described by the equation of current of a non-uniform viscous liquid.

**Ysenko M.** Research of work of a flexible harrow with a drive from a wheel. Advantages of application of a flexible harrow with a drive from a wheel are proved. The trajectory of movement of a characteristic point of tooth of flexible harrow and the force operating on tooth are defined.

**Fabrichnikova I.** Wear of knives at cutting up of root crop of sugar beet. Theoretical researches of process of wear of working part of beet-cutting knives are resulted in the article. The results of the knives' productive tests with different wear-resistant surfaces are shown.

**Khaylis G., Khopta Z.** Research of interacting of crank pins of the scarifier on the rising flax stems. The article deals with the influence of crank pins of the scarifier on the rising flax stems. The differential

формирования гранул. Получена зависимость и определен коэффициент диффузии влаги из гранул ОМД полученных методом окатывания.

**Тіщенко Л.М., Ольшанський В.П., Ольшанський С.В.** Розрахунок потоків сепарованої зернової суміші в циліндричному віброрешеті. Виведено наближені формули для обчислення швидкості руху суміші та продуктивності вертикального циліндричного віброрешета по сходовій і проходовій фракціях. Враховано вплив просювання однієї з фаз на швидкість потоку суміші по решету, а також зміну вібров'язкості середовища по товщині рухомого кільцевого шару. Рух вібророзрідженого шару описано рівнянням потоку неоднорідної в'язкої рідини.

**Усенко М.В.** Исследование работы бороны гибкой с приводом от колеса. Обоснованы преимущества применения бороны гибкой с приводом от колеса. Определены траектория движения характерной точки зуба бороны гибкой и сила, действующая на зуб.

**Фабричникова И.А.** Износ ножей при изрезании корнеплода сахарной свеклы. В статье приведены теоретические исследования процесса износа рабочей части свеклорезных ножей. Также предоставленные результаты производственных испытаний ножей с разными износостойкими покрытиями.

**Хайлис Г.А., Хопта З.О.** Исследование взаимодействия пальцев впусователя со стеблями льна. В данной статье рассматривается влияние пальцев впусователя на стебли льна, поднимающиеся с земли.

*equitations of stems movement as well as solving by means of analytical method were made.*

**S. Homich, I. Tsiz', S. Artyniuk. A physical model of pneumatic device (airlift) is for getting a sapropel.** *In the article the physical model of pneumatic device (airlift) is considered for getting a sapropel during his work with a shell structure sapropel and air of mixture.*

**Polischuk M. Research of process of absorption of moisture to sapropel by the soser of straw.** *In the article a method and results of research of process of absorption of moisture is resulted to the sapropel by the soser of straw. The mathematical model of this process is resulted as equalization of regression.*

**Tsiz' I., Spetruk I., Ozinovich I. Machine for labilizing of huminic matters to sapropel and them local bringing in soil.** *In the article the functional scheme of machine is offered for labilizing of guminovikh matters to the sapropel and them local bringing. Influence of structural parameters of rotor of dispergatora-mixer is analysed on durability of rotor, as the revolved shell.*

**Tsykalyuk Y., S. Yuhymchuk Research of rusloviy start of engine internal combustion.** *In the article the results of theoretical and experimental researches of process and terms of start of engine are resulted internal combustion. Determination of dependence of growth of pressure of butter in the system of greasing of engine from frequency and time*

*Составлено дифференциальное уравнение движения стеблей и проведено решение аналитическим методом.*

**Хомич С.Н., Цызь И.Е., С.Б. Артынюк. Физическая модель пневматического устройства (эрлифта) для добычи сапропеля.** *В статье рассмотрена физическая модель пневматического устройства (эрлифта) для добычи сапропеля во время его работы со снарядной структурой сапропелевоздушной смеси.*

**Цызь И.Е., Полищук Н.Н. Исследование процесса поглощения влаги сапропелю резкой соломы.** *В статье приведена методика и результаты исследования процесса поглощения влаги сапропелю резкой соломы. Приведена математическая модель данного процесса в виде уравнения регрессии.*

**Цызь И.Е., Спетрук И.А., Озинович И.Л. Машина для активирования гуминовых веществ сапропеля и их локального внесения в почву.** *В статье предложена функциональная схема машины для активирования гуминовых веществ сапропеля и их локального внесения. Проанализировано влияние конструктивных параметров ротора диспергатора-смесителя на прочность ротора, как вращающейся оболочки.*

**Цыкалюк Ю.А., Юхимчук С.Ф. Исследование русловий запуска двигателя внутреннего сгорания.** *В статье приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований процесса и условий запуска двигателя внутреннего сгорания. Определении зависимости нарастания давления масла в системе смазки двигателя от*



*of rotation of crankshaft, and also their analysis is conducted.*

**Shapovalov V, Deyneka I, Nejinskiy Y.** **Field researches of grain losses after combine harvesters.** *In the article the conducted experiments in the field terms are analyses on determination of tuning quality of combine harvesters on the minimum grain losses by the mechanization experts of economies. Ways of decline of grain losses in economies are indicated.*

**Shvayko V., Kovbasa V., Solomka V., Yamkov A.** **The calculation of sliding bearings made of polymers, taking into account the physical nonlinearity of structural plastics antifriction.** *In this article analyzes the structure of polymer sliding bearings. Presented their calculations taking into account the physical nonlinearity of structural anti-friction plastic.*

**Shvedyk N.** **Analysis of working process of soil moving by a roller.** *In the article the results of working process analysis of soil change resulted from combs and his transferring to the cavities, and also process of soil destruction by a roller, that is set under a corner  $\alpha$  to direction of aggregate motion.*

**Shvedyk N.** **Classification of planning methods and algorithm practical application in the development process of agricultural machines.** *In the article classification of planning methods and algorithm is resulted them practical application in the development process of agricultural machines.*

*частоты и времени вращения коленчатого вала, а также проведен их анализ.*

**Шаповалов В.И., Дейнека И.Г., Нежинский Я.И.** **Полевые исследования потерь зерна за зерноуборочными комбайнами.** *В статье анализируются проведенные эксперименты в полевых условиях по определению качества настройки зерноуборочных комбайнов на минимальные потери зерна механизаторами хозяйств. Указанны пути снижения потерь зерна в хозяйствах.*

**Швайко В.М., Ковбаса В.П., Соломка В.А., Ямков А.В.** **Расчет металополимерных подшипников скольжения с учетом физической нелинейности конструкционных антифрикционных пластмасс.** *В статье проанализированы конструкции полимерных опор скольжения и представлен их расчет с учётом физической нелинейности конструкционных антифрикционных пластмасс.*

**Шведик Н.С.** **Анализ рабочего процесса смещения почвы катком.** *В статье наведены результаты анализа рабочего процесса смещения почвы с гребней и его перемещения во впадины, а также процесс разрушения почвы катком, установленным под углом  $\alpha$  к направлению движения агрегата.*

**Шведик Н.** **Классификация методов проектирования и алгоритм их практического применения в процессе разработки сельскохозяйственных машин.** *В статье приведена классификация методов проектирования и алгоритм их практического применения в процессе разработки сельскохозяйственных машин.*

**Shevchuk V. Research of mechanic–technologic properties of oil seed crops.** *The mechanic–technologic properties of oil seed crops such the seed mass, angle of friction, linear parameters (length, width, thickness), coefficients and angle of external and internal friction, are determined.*

**Shevchuk R. Krupych R. Hand vibroshock shaker of fruts.** *The problem of mechanization of gardening is considered in the article. The flow diagram of hand vibroshock shaker of fruts.*

**Shunkaruk M. Zakalov O. Bortnyk A. Efficacy of working bodies of periodic action cutter.** *The analysis of theoretical and experimental research of influence of geometrical parameters of knife is conducted on the basis of comparison results of expenses energy at grinding down the meat raw material of different constructions knives. As a result of the conducted research the grounding of change of construction of toolpiece is executed for cutters of periodic action with the purpose of increase the energy efficiency of process of grinding down.*

**Shubina L., Garshin A. Technology of the primary processing is a determinative of forming of quality of bird.** *In the article the described expedience of lengthening of shelf–lives of frappe meat of bird is on the basis of the conducted marketing domestic market of м'ясопродуктів analysis, due to the improvement of*

**Шевчук В.В. Исследование механико–технологических свойств семян масличных культур.** *Определенно механико–технологические свойства масличных культур, в частности массы семян, угла естественного укоса, линейных параметров (длина, ширина, толщина), коэффициентов и углов внешнего и внутреннего трения.*

**Шевчук Р.С., Крупич Р.О. Ручной виброударный стряхиватель плодов.** *В статье рассмотрена проблема механизации садоводства. Описана структурная схема ручного виброударного стряхивателя плодов.*

**Шинкарык М.Н., Закалов О.В., Бортник А.И. Эффективность рабочих органов кутера периодического действия.** *Проведен анализ теоретического и экспериментального исследований влияния геометрических параметров ножа на основе сравнения результатов потребления энергии при измельчении мясосырья ножами разных конструкций. В результате проведенного исследования выполнено обоснование изменения конструкции режущего инструмента для кутеров периодического действия с целью повышения энергоэффективности процесса измельчения.*

**Шубина Л.Ю., Гаршин А.А. Технология первичной переработки – определяющий фактор формирования качества птицы.** *В статье описана целесообразность удлинения сроков хранения охлажденного мяса птицы на основе проведенного маркетингового анализа отечественного рынка мясопродуктов, за счет*



*flowsheet of the primary processing of bird. Resulted results of researches, which testify to positive influence of the offered treatment on quality and unconcern of products.*

**Iavorska A., Lovejkin V. A mathematical model of the dynamics of motion of screw type mixers.** *The article is devoted to the construction of a mathematical model of motion dynamics screw type mixer, the results of studies of the dynamics starting line.*

**Yatsun S, Kalnaguz A. Comparison of physical and mechanical properties corn and sunflower stems during cutting.** *The research object is corn and sunflower stems. The construction and working principle of the instrument for determination of the plants stems mechanical characteristics during cutting are examined. The characteristics of the research stems on moisture and dimensions characteristics are given.*

**Yaschuk A., Kirchuk R. The calculation of productivity and grounding of power inputs of dryer for bulk materials.** *In the article is carried out a comparative analysis of energy efficiency of existing dryers of bulk agricultural materials. The theoretical grounding of productivity, thermal and energy calculation for new construction dryer with a spiral active working bodies is provided.*

*усовершенствования технологической схемы первичной переработки птицы. Приведенные результаты исследований, которые свидетельствуют о позитивном влиянии предложенной обработки на качество и беспечность продукции.*

**Яворская А.В. Ловейкин В.С.– Математическая модель динамики движения кормосмесителя винтового типа.** *В статье рассматривается построение математической модели динамики движения кормосмесителя винтового типа, представлены результаты исследования динамики пуска конвейера.*

**Яцун С.С., Калнагуз А.Н. Сравнительная оценка физико–механических свойств стеблей кукурузы и подсолнечника при перерезании.** *Объектом исследования является стебли кукурузы и подсолнечника. Рассматривается устройство и принцип работы прибора по определению механических характеристик стеблей растений при перерезании. Приводятся физико–механические характеристики исследуемых стеблей, а также их отдельных элементов.*

**Ящук А. А., Кирчук Р. В. Расчет производительности и обоснование энергозатрат сушилки для сыпучих материалов.** *В статье проведен сравнительный анализ энергетической эффективности существующих сушилок сыпучих сельскохозяйственных материалов, проведено теоретическое обоснование производительности, а также осуществлен тепловой и энергетический расчет новой конструкции сушилки со спиралевидными активными рабочими органами.*



## ЗМІСТ

1. Овсянніков С.І., Біланін В.С. Методи та обладнання для підготовки насіння сосни звичайної..... 3
2. Островська А.В., Кузьміна Т.О. Аналіз методів отримання целюлози з льону олійного..... 9
3. Пастушенко С.І., Огієнко М.М. Оцінка економічної ефективності комплексу машин для дробки технологічної насінневої маси дині та огірка..... 16
4. Попко В.Й., Цизь І.Є. Продуктивність туковисіваючого апарата лопатевого типу..... 24
5. Попович П.В., Бабій А.В., Хомик Н.І., Дутка А. Оцінка надійності машин для хімічного захисту в рослинництві..... 31
6. Приймак Т.М. Статистичний аналіз погодних умов у період збирання льону–довгунця для Волинської області..... 37
7. Рибак Т.І., Попович П.В., Сікорський С.П. Аналітичні залежності взаємодії твердих органічних добрив з вертикальними робочими органами розкидачів..... 41
8. Русаков Д.С., Попов О.Б. Дослідження утворення частинок органо–мінеральних добрив (ОМД)..... 49
9. Сай В.А., Кузьміна Т.О. Дослідження згину стебел соломи і трести льону олійного..... 59
10. Сало В.М., Лузан О.Р., Гончарова С.Я., Лузан П.Г., Обґрунтування форми стеблепідіймача сошника для прямої сівби зернових культур..... 64
11. Сафонова О.М., Разборська О.О. Вплив інтенсивної водно–теплової обробки на борошномельні властивості зерна пшениці..... 74
12. Сацюк В.В. Модель частинки із приведеними параметрами, що враховує силу зчеплення частинок..... 80
13. Сидорчук О.В., Українець В.А., Луб П.М., Грабовець В.В. Агрометеорологічні причини адаптивності технологічних систем із удобрення, підготовки ґрунту та сівби культур..... 83
14. Сіренко В.Ф., Жабко А.І. Теоретичне обґрунтування процесу перерізання стебел сільськогосподарських культур з врахуванням згинальних напружень..... 90
15. Соболев О.А., Клевцов К.М., Соболева Л.О. Одержання нових видів продукції з відходів виробництва луб’яних культур..... 101



16. Соломінцева Л., Момотюк Р. Класифікація процесів ремонту і технічного обслуговування лісопилного та деревообробного устаткування.....	107
17. Сукач О.М. Фрикційні властивості насіння розторопші плямистої..	113
18. Тараймович І.В., Місірук М.Ю. Підвищення ефективності процесу сепарації зерна.....	119
19. Тарасенко О.П., Герук С.М. Пустовіт С.В. Методика визначення зусилля і деформації руйнування зерна.....	125
20. Тарасюк В.В., Дідух В.Ф., Тараймович І.В. Визначення інтенсивності зневоднення частинок ОМД на етапі формування гранул.....	130
21. Тищенко Л.Н., Ольшанский В.П., Ольшанский С.В. Расчёт потоков сепарируемой зерновой смеси в цилиндрическом виборешете.....	135
22. Усенко М.В. Дослідження роботи борони гнучкої з приводом від колеса.....	142
23. Фабричнікова І.А. Зношення ножів при різанні коренеплоду цукрового буряка.....	150
24. Хайліс Г. А., Хопта З.О. Дослідження взаємодії пальців розпушувача з стеблами льону.....	158
25. Хомич С.М., Цизь І.Є., Артинюк С.Б. Фізична модель пневматичного пристрою (ерліфта) для добування сапропелю.....	166
26. Цизь І.Є., Поліщук М.М. Дослідження процесу поглинання вологи сапропелю різкою соломи.....	173
27. Цизь І.Є. Спетрук І.О., Озінович І.Л. Машина для активування гумінових речовин сапропелю та їх локального внесення в ґрунт.....	180
28. Цикалюк Ю.О., Юхимчук С.Ф. Дослідження умов запуску двигуна внутрішнього згорання.....	187
29. Шаповалов В.І., Дейнека І.Г., Нежинський Я.І. Польові дослідження втрат зерна за зернозбиральними комбайнами.....	193
30. Швайко В.М., Ковбаса В.П., Соломка В.О., Ямков О.В. Розрахунок металополімерних підшипників ковзання з врахуванням фізичної нелінійності конструкційних антифрикційних пластмас.....	199
31. Шведик М.С. Аналіз робочого процесу зсування ґрунту котком.....	209
32. Шведик М.С. Класифікація методів проектування і алгоритм їх практичного застосування в процесі розробки сільськогосподарських машин.....	218
33. Шевчук В.В. Дослідження механіко–технологічних властивостей насіння олійних культур.....	229
34. Шевчук Р.С., Крунич Р.О. Ручний віброударний струшувач плодів..	238
35. Шинкарик М.М., Закалов О.В., Бортник А.І. Ефективність робочих органів кутера періодичної дії.....	243

36. Шубіна Л.Ю., Гаршин А.А. Технологія первинної переробки – визначальний фактор формування якості птиці.....	250
37. Яворська А.В., Ловейкін В.С. Математична модель динаміки руху кормозмішувача гвинтового типу.....	255
38 Яцун С.С., Калнагуз О.М. Порівняльна оцінка фізико–механічних властивостей стебел кукурудзи і соняшнику при перерізанні	264
39 Ящук А. А., Кірчук Р.В. Розрахунок продуктивності та обґрунтування енергозатрат сушарки для сипких матеріалів.....	272
Анотації.....	279



## **ВИМОГИ ДО МАТЕРІАЛІВ, ЩО ПРОПОНУЮТЬСЯ ДО ДРУКУ У ЗБІРНИКУ „СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ” ЛУЦЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ**

Публікуватись будуть статті, які містять теоретичні або експериментальні дослідження. У статтях повинно бути зрозуміло і повністю викладено зміст питання, що розглядається.

### **ПЛАН СТАТТІ**

1. **Постановка проблеми** у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями.
2. **Аналіз останніх досліджень і публікацій**, в яких запропоновано розв'язання даної проблеми і на які спирається автор, виділення раніше невіршених частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття.
3. Формулювання цілей статті (**мета дослідження**).
4. Виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих результатів (**результати дослідження**).
5. **Висновки** з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямку.
6. Використана **література**.

### **ТЕКСТ**

1. Стаття подається на CD або DVD носіях, а також повинна бути роздрукована (на лазерному принтері) на білих аркушах формату A5 (з одного боку). Параметри сторінки: ліве поле – 1 см; праве – 2 см; верхнє – 2,0 см; нижнє – 2,0 см; переплету – 1 см; від краю до колонтитулу верхнього – 1,25см, до нижнього – 1,25см.
2. Шапка статті містить: шифр УДК, ініціали та прізвище автора (–ів), науковий ступінь. Шифр УДК, прізвище, назва, текст статті розділені 1 інтервалом.

Назва статті повинна бути достатньо короткою (не більше 8 слів). Упродовж всієї статті необхідно строго дотримуватися однакових термінів, позначень, умовних скорочень та символів. Маловідомі скорочення розшифровуються при першому згадуванні. Наукові позначення, терміни та одиниці виміру застосовують згідно з діючими стандартами. Текст статті повинен містити необхідні формули без простих математичних перетворень. Якщо за результатами досліджень отримано таблицю і побудовано графік, то в статті наводять щось одне – або графік, або таблицю. Посилання в

- тексті на джерела слід зазначати порядковим номером за переліком посилань, виділеним двома квадратними дужками. Забезпечити нерозривність виразів типу „258 мм”, „І.П. Прізвище” та ін.
3. Шрифт заголовка статті **ARIAL із напівжирним виділенням**.
  4. На початку статті наводять *анотацію*, яка містить короткий виклад змісту (2–3 речення курсивом).
  5. Набір тексту здійснюється у редакторі не нижче **MS WORD 6.0/7.0**. Для основного тексту необхідно використовувати шрифт **Times New Roman**. Розмір шрифту – 10 пунктів з одинарним інтервалом міжрядь. Абзацний відступ 1,27 см. У параметрах абзацу встановлюють „перед” і „після” на величину 0.
  6. Літературу наводять у кінці статті згідно з вимогами державного стандарту (ДСТУ ГОСТ 7.1:2006) через один інтервал від останнього рядка. Літературні джерела розміщуються у порядку посилання на них у тексті статті. Обсяг літератури не повинен перевищувати 0,2 обсягу статті.
  7. Після літератури наводиться назва статті, автори та анотація російською та англійською мовами.
  8. Структурні частини статті *обов'язково* виділяються **підзаголовками** відповідно до вказаного вище плану статті.
  9. Нумерація сторінок – лише на роздрукованій копії олівцем.
  10. Роздрукований оригінал закінчується підписом автора.

### ФОРМУЛИ

1. Формули будують у редакторах: **MS Equation, Math Type**. Для набирання формул застосовувати шрифти: **Times New Roman, Symbol** (*курсив*). Основний розмір шрифту формул – 10 пунктів. Формули вирівнюють по центру. Надто довгі формули розбивають на дрібні елементи. Формула не повинна займати більше 5/6 ширини рядка.
2. Після формули наводять пояснення усіх значень символів і числових коефіцієнтів у тій послідовності, у якій вони подані у формулі. Значення кожного символу і числового коефіцієнта записують з нового рядка. Перший рядок пояснення починають без абзацного відступу зі слова „де”, без двокрапки. Нумерувати слід лише ті формули, на які є посилання у наступному тексті. Інші нумерувати не рекомендується. Нумери позначають арабськими цифрами в круглих дужках біля правого берега сторінки.
3. Формули входять до речення як його рівноправний елемент, тому в кінці формул і в тексті перед ними розділові знаки ставлять відповідно до правил пунктуації. Двокрапка перед формулою



ставиться лише у випадках, передбачених правилами пунктуації:  
а) у тексті перед формулою є узагальнююче слово; б) цього вимагає побудова речення, що передує формулі.

### **ГРАФІЧНИЙ МАТЕРІАЛ**

1. Рисунки, графіки, діаграми, фотографії та ін. розташовуються у тексті статті (після першого згадування), а також подаються на CD або DVD носіях в окремих файлах з розширенням **JPG, TIFF**. Їх розмір та контрастність повинні забезпечувати чітке читання.
2. Позиції на рисунках проставляються над виносками.
3. Підрисунковий підпис починається скороченим словом „Рис.», далі йдуть: пробіл, номер рисунка, який позначається арабськими цифрами, крапка, пробіл та назва рисунка. Якщо на рисунку вказані позиції його елементів, то вони *обов'язково* розшифровуються у підрисунковому підписі після назви рисунка і двокрапки або за текстом статті. Крапка в кінці підрисункового підпису не ставиться. Якщо в статті тільки один рисунок, то він не нумерується.

### **ТАБЛИЦІ**

1. Таблиці розташовують у тексті статті (після першого згадування), над таблицею з вирівнюванням по лівому краю необхідно поставити її порядковий номер – Таблиця 1. і т.д. та назву. Якщо в статті тільки одна таблиця, то вона не нумерується. Таблиця не виходить за поля тексту.
2. Числа та позначення не замінювати „лапками”. Усі позначення вказувати повністю, без скорочень.

### **ДОДАТКОВІ ДОКУМЕНТИ**

1. Анкетні дані автора (–ів): Прізвище І.Б., науковий ступінь, вчене звання, місце роботи, посада, домашня адреса, номери дом., сл. телефонів.
2. Рецензія на статтю, підписана доктором технічних наук.

**Подані матеріали будуть редагуватись.**

Адреса редакції: 43018 м. Луцьк, вул. Львівська, 75, каб. 360.  
Тел. (0332) 74–61–32.  
E–mail: lab–amb@ukr.net

Наукове видання

## **СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ**

Збірник наукових статей  
Випуск 21. Том II. 2011

**Збірник входить до „Переліку наукових фахових видань  
України...”. Галузь наук – технічні.  
(Постанова президії ВАК України від 10.02.2010 р. № 1–05/1)**

Відповідальний за випуск: І.Є. Цизь.  
Редактор: О.С. Гордіюк, Ю.О. Мельник.  
Комп'ютерна верстка: І.Є. Цизь.

Підписано до друку 27.05.2011 р., Формат 60×84/16.  
Ум. друк. арк. 18,5. Наклад 100. Безкоштовно. Зам. 292

Редакційно-видавничий відділ Луцького НТУ  
43018 м. Луцьк, вул. Львівська, 75

Реєстраційне свідоцтво  
Міністерства юстиції України КВ №15902–4374 ПР