

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ  
МАШИНИ**

***ЗБІРНИК НАУКОВИХ СТАТЕЙ***

***Випуск 18***

Редакційно-видавничий відділ Луцького НТУ

Луцьк 2009

УДК 631.3.001

Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. - Вип. 18. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2009. – 546 с.

Рекомендовано до друку Вченою радою Луцького національного технічного університету, протокол № 12 від 28.05.2009 р.

У даний збірник включені статті з сільськогосподарської техніки. Наведені дослідження посівних та бурякозбиральних машин, машин і процесів збирання льону, добування сапропелю та сушіння сільськогосподарських матеріалів. Розглянуто і багато інших питань.

Матеріали статей рекомендовані до друку оргкомітетом Міжнародної науково-практичної конференції «Інноваційні технології в АПК».

Збірник розрахований на наукових працівників.

В настоящий сборник включены статьи по сельскохозяйственной технике. Приведены исследования посевных и свеклоуборочных машин, машин и процессов уборки льна, добычи сапропеля и сушки сельскохозяйственных материалов. Рассмотрены и многие другие вопросы.

Материалы статей рекомендованы к опубликованию оргкомитетом Международной научно-практической конференции «Инновационные технологии в АПК».

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. АІНУ В.В. Божидарнік, д.т.н., проф., член-кор. УААН В.М. Булгаков, д.т.н., проф., акад. ІАУ Б.М. Гевко, д.т.н., проф. Р.М. Рогатинський, д.т.н., проф. Р.Б. Гевко, д.т.н., проф. В.І. Шваб'юк, д.с-г.н., проф. М.Й. Шевчук, д.т.н., проф. В.Ф. Дідух (заст. відповід. ред.), к.т.н., доц. С.Ф. Юхимчук, к.т.н., доц. І.Є. Цизь (відповід. секретар), к.т.н., доц. М.М. Толстушко.

© Луцький національний технічний університет,  
2009 (Свідоцтво про держреєстрацію ВЛ №165  
від 08.07.2000 р.)

С.С. Бабіч, к.т.н., О.П. Домбровська, к.т.н.  
Херсонський національний технічний університет

## ПРО РАЦІОНАЛЬНЕ ВИКОРИСТАННЯ РЕСУРСІВ ЛЛЯНОЇ ГАЛУЗІ

*У статті вказано один з напрямків використання відходів виробництва лляної галузі, а саме застосування їх для створення біорозкладної упаковки. Також доведена необхідність функціонування комплексної системи управління раціональним використанням ресурсів лляної галузі.*

**Постановка проблеми.** Сучасне підприємство— це складна система, в якій для виробництва товарів і послуг об'єднуються фінансові, інформаційні, матеріальні та нематеріальні ресурси. Для прийняття оптимальних рішень керівник повинен аналізувати та враховувати ефект взаємодії компонентів системи. Наука, технологія і розумний маркетинг завжди випереджають час і конкурентів. Для підтримки конкурентних переваг підприємство повинно відмовлятися від старих переваг на користь нових. Якщо вона цього не зробить, то це зробить будь-який конкурент.

Текстиль, його наукоємні сфери, виробництво масових видів продукції з тривалим життєвим циклом, сировини, текстильного і обробного устаткування концентруються на великих автоматизованих виробництвах. На цей час продукція лляної галузі характеризується великою ресурсоємністю. Матеріальні витрати в собівартості продукції складають більше 60%, що є наслідком щорічного зростання цін на сировину, матеріали і тарифи на паливно-енергетичні ресурси.

Одним з головних напрямів, який забезпечує використання продукції з льону і підвищення рентабельності її виробництва, є глибока переробка льону та розширення асортименту конкурентоспроможної продукції.

Проблема економного витрачання сировини повинна займати центральне місце в стратегії підприємства. Щоб успішно вирішити поставлену задачу, необхідно своєчасно і правильно включити в дію методи управління, що мають вплив на ресурсоспоживання:

- нові технології, раціональні конструкторсько-технологічні рішення з комплексної переробки льону в безвідходному виробництві;
- систематичний моніторинг і аналіз процесів ресурсозберігання та ресурсовіддачі.

Особливо перспективним напрямком у вирішенні даної проблеми є переробка відходів виробництва заводів лляної галузі у якісний кінцевий продукт, наприклад - для виготовлення біорозкладної упаковки.

**Аналіз останніх досліджень.** Біорозкладна упаковка може бути зроблена як з нафти, так і із введенням матеріалів органічного походження — біополімерів. Також можливе використання комбінованих технологій. Швидкість розкладання залежить від ряду факторів — виду полімерів, типу й концентрації матеріалів, що розкладаються, вологості, температури й ряду інших [1]. Прискореному поширенню технологій виробництва таких матеріалів для упаковки сприяють відповідна суспільна думка й законодавчі способи впливу та регулювання. Історичним фактором є те, що ще в 30-і роки минулого століття Генрі Форд вивчав можливість використання пластиків на основі сої для деталей своїх автомобілів.

**Мета дослідження.** Відходи лляного виробництва є серйозною вторинною сировинною базою, а інтегральна ефективність від їх використання забезпечує:

- підвищення рівня прибутковості при переробці костриці, відходів тіпання, плутанини та пилу (це обумовлено меншою кількістю, в порівнянні з традиційними текстильними виробництвами, технологічних переходів і характеризується ресурсозбереженням, низькою трудомісткістю та екологічністю);

- виробництво принципово нового, екологічно чистого асортименту продукції, зокрема:

- неткані матеріали для тепло- і звукоізоляції в будівництві - теплий лінолеум, утеплення зовнішніх дверей, ізоляція трубопроводів; текстильні матеріали в дорожньому будівництві і сільському господарстві – для зміцнення укосів, покриттів як геотекстилю, тари для коріння саджанців дерев і чагарників, для формування трав'яного покриття і т.ін.; композиційні полімерні матеріали для автомобілебудування, суднобудування та інших галузей машинобудування; текстильні матеріали в меблевій і швейній промисловості – для оббивки, одержної вати, підкладки під хутро; целюлоза з короткого непрямого волокна для підоснов нітролаку, фарб, порошу тощо; будівельні, меблеві і теплоізоляційні плити;

- скорочення термінів повернення вкладеного в інвестиції капіталу при створенні нових виробничих потужностей з переробки відходів;

- створення нових робочих місць з метою зняття соціальної напруженості в льонопереробних регіонах країни;

- поліпшення екологічної ситуації, збереження природного середовища.

Зміни, що відбуваються у світовій економіці, впливають майже на кожен аспект бізнесу, промисловості й суспільства.

Зважаючи на жорсткі умови конкуренції, щоб привернути увагу споживачів до своєї продукції, виробник має передбачити таку упаковку, яка б помітно вирізнялась з-поміж інших аналогічних, при цьому не завдавала шкоди екології навколишнього середовища та здоров'ю людей. Разом з тенденціями у світовій промисловості зростає роль упаковки та розширюються її функції.

**Результати дослідження.** Виробництво упаковки в наш час є провідною галуззю економіки, яка динамічно розвивається. Але разом з тим упаковка має й свою зворотну негативну сторону. Уперше із проблемою утилізації твердих побутових відходів (ТПВ) зіштовхнулися розвинені країни. В нашій країні щорічно утворюється близько 160 млн м<sup>3</sup> ТПВ, половину яких становить харчова упаковка (це пластик, папір, картон, скло, композиційні матеріали). З них тільки 3 % іде на переробку, а інші спалюються або вивозяться на полігони (смітники). Але спалювання є дорогим процесом, і до того ж під час його утворюються високотоксичні речовини, в тому числі й супертоксиканти — фурани й діоксини, що негативно позначається на стані навколишнього середовища. Смітники, на яких збираються ТПВ, відчужують корисні земельні площі, є джерелом хвороботворних вірусів і патогенних мікроорганізмів.

Існує декілька способів вирішення цієї проблеми — розробка різноманітних видів біодеградаційної упаковки, що легко утилізується в природних умовах; одержання пакувальних матеріалів внаслідок вторинного використання (рециклінгу), або створення упаковки з відходів лляної сировини [2,3].

Автономне вирішення проблеми переробки відходів на рівні окремих підприємств в умовах економічної кризи практично неможливе. Таким чином, постає необхідність концентрації виробничих потужностей сировинних і текстильних підприємств в єдиний управлінський механізм. Це повинне забезпечити успішний економічний розвиток підприємств лляної галузі при високій конкурентоспроможності готової льонопродукції.

Економічно доцільними є планування і реалізація відходів у крупних інтегрованих структурах, до складу яких входять технологічно зв'язані між собою підприємства [4].

В таких інтегрованих структурах особливо ефективно реалізується основна мета менеджменту — досягнення високої

рентабельності виробництва за рахунок кращого використання ресурсного потенціалу, що неможливе в рамках одного підприємства.

Для успішного використання ресурсозберігаючих технологій необхідно здійснювати реструктуризацію підприємств і встановлювати тісні зв'язки з льоновиробничими регіонами.

Також необхідно розробити комплекс науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт за спеціальною технологією переробки відходів лляної продукції (рис.).



Рис. Схема використання льону в безвідходному виробництві

Таке об'єднання підприємств виробників і переробників дозволяє створити комплекс, що передбачає єдиний технологічний ланцюжок закінченого циклу виробництва від вирощування льону та його промислової переробки до стадії текстильного виробництва.

**Висновки.** Поглиблена переробка льону з використанням ресурсозберігаючих технологій дозволяє:

- створити конкурентоспроможний асортимент продукції;
- заповнити внутрішній і зовнішній ринки потрібними споживачам товарами;
- підвищити коефіцієнт використання сировини;
- знизити собівартість продукції;

- підвищити якість готової продукції за рахунок переробки власної сировини.

На наш погляд, перспективним напрямком розвитку льонопереробної галузі є реалізація комплексної системи управління раціональним використанням лляних ресурсів.

#### Література

1. Олсматс К. Тенденции мировой экономики и их влияние на индустрию упаковки // Пищевая промышленность. — 2004. — №2. — С. 12.

2. Живетин В.В., Гинзбург Л.Н., Ольшанская О.М. Лен и его комплексное использование. — М.: Информ-Знание, 2002. — 400 с.

3. Грачева Д.В. Экологический аспект упаковки // Пищевая промышленность. — 2004. — №2. — С. 24—25.

4. Тарасов В. Биоразлагаемая упаковка: успехи, тенденции, перспективы // Пищевая промышленность. — 2004. — №2. — С. 26-27.

*Рецензент д.т.н., проф. М.І. Валько*

УДК 631.362

М.В. Бакум, к.т.н., О.М. Горбатовський  
Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

### **ДО ОБҐРУНТУВАННЯ ВПЛИВУ КУТА НАХИЛУ РЕШЕТА НА ЯКІСТЬ РОЗДІЛЕННЯ НАСІННЄВИХ СУМІШЕЙ ГРЕЧКИ**

*Доведено суттєвість впливу зміни позовжнього нахилу решета на якість сепарації насіннєвих сумішей гречки та обґрунтовано оптимальне його значення.*

**Постановка проблеми.** В сучасному рослинництві все більше уваги приділяється вирощуванню нових сортів насіння та гібридів рослин сільськогосподарських культур. В першу чергу, це стосується зернових культур і, зокрема, насіння соризу. Пов'язане це з тим, що вони дають достатньо високі врожаї та користуються більш широким попитом у споживачів переробної галузі промисловості. Проте, з впровадженням цих рослин у традиційні сівозміни вирощування культур, виникли умови для поширення на ланах злісних бур'янів та

хвороб [1 - 3]. Корегування послідовності вирощування таких культур покращило, в цілому, стан їх посівного матеріалу, але сприяло появі насінневих сумішей із важковідокремлюваними компонентами. Основою цих сумішей, здебільшого, стало насіння культурних рослин [4]. При цьому, можливість ефективного використання засобів хімічного захисту під час вирощування цих культур є обмеженою. Тому, на сьогоднішній день, значно зростає роль післязбиральної обробки та вимоги до зерноочисних машин.

**Аналіз останніх досліджень.** Як підтверджують селекційні дослідження, сориз – гібрид насіння сорго та рису (*Sorghum-rice hybrid*) є тією перспективною культурою, яка в недалекому майбутньому може суттєво доповнити посіви зернових культур. Він виділяється серед інших рослин високою силою росту, навіть в посушливих умовах, характеризується стійкістю до полягання, ураження хворобами та шкідниками. Насіння соризу містить в своєму складі 13,6-14,4% білка, 65,2-72,3% крохмалю та 3,73-3,80% жиру, і може використовуватися в харчовій промисловості, або як високоякісна сировина для приготування комбікорму [5]. При цьому, за сукупністю отримуваних властивостей, дана культура добре зарекомендувала себе у складі сівозміни з незлаковими зерновими, зокрема, із гречкою. Особливо це стосується сівозмін, в яких одна культура (гречка або сориз) виступає попередником іншої. Проте, за цих умов виникають складнощі з їх розділенням, оскільки за комплексом фізико-механічних властивостей (фрикційними та аеродинамічними) компоненти таких сумішей майже не відрізняються [4, 6]. Тому, найбільш прийнятним способом сепарації зазначених насінневих матеріалів, для яких основними факторами розділення є форма та розмір насіння, визнано необхідність використання решітних станів насіннеочисних машин із змінним кутом нахилу робочих поверхонь [7, 8].

**Мета досліджень.** Дослідити вплив зміни кута поздовжнього нахилу решета на якість розділення насінневих сумішей.

**Результати досліджень.** Дослідження впливу кута нахилу решета на ефективність розділення проводили для насінневої суміші гречки сорту «Крупинка» першої репродукції.

Вихідний матеріал насінневої суміші після очищення на технологічній лінії включав: насіння основної культури 99,08%, а насіння інших культурних рослин, які представлені насінням соризу, – 0,92% (32 шт/кг).

Згідно Державного стандарту [9] у кондиційному матеріалі гречки 1-3-ої репродукції вміст насіння основної культури повинен становити не менше 99%, а насіння бур'янів та інших культурних



рослин – не мають перевищувати 30 шт/кг та 20 шт/кг, відповідно. Таким чином, за вмістом домішок – насіння соризу – вихідний насіннєвий матеріал не відповідав вимогам ДСТУ 2240-93.

Аналіз розмірних характеристик насіння гречки та соризу показав, що найбільш ефективно їх можна розділити на решетах з прямокутними отворами шириною 3,2 мм. Оптимальними параметрами решітних сепараторів для розділення насіннєвих сумішей гречки є [10, 11]: частота коливань решітного стану  $\omega = 35,0 \text{ c}^{-1}$ ; амплітуда коливань решітного стану  $A = 18,0 \text{ мм}$ ; кут спрямованості коливань  $\varepsilon = 8,0^{\circ}$ ; кут нахилу опор-підвісів решітного стану  $\beta = 2,0^{\circ}$ ; кут поздовжнього нахилу решіт  $\alpha_{\text{позд}} = 6,0^{\circ}$ ; питома подача вихідного матеріалу на решето  $Q = 30,0\text{-}40,0 \text{ кг/год}$  на кожен дециметр його ширини. В дослідженнях значення питомої подачі приймали 36 кг/год·дм, а кут нахилу решета  $\alpha_{\text{позд}}$  змінювали від 0 до  $9,0^{\circ}$ .

Результати досліджень наведені на рисунках 1 - 4.

Аналіз результатів досліджень показує (рис. 1) суттєвість впливу кута нахилу решета на ефективність розділення. При малих кутах нахилу решета інтенсивність просівання, як насіння основної культури  $K_k$ , так і насіння соризу  $K_s$ , незначна. Із збільшенням кута нахилу просівання зростає, як для насіння гречки, так і для домішок, причому для насіння соризу інтенсивність зростання вища.

При зміні кута нахилу від 0 до  $6,0^{\circ}$  повнота виділення насіння основної культури збільшилася від 77,93% до 98,28%, а соризу – від 1,85% до 5,59%, тобто зросла більше ніж у 3 рази. Подальше збільшення кута нахилу до  $9,0^{\circ}$  призводить до зменшення виходу насіння гречки – в очищену фракцію, а домішок – у відхід.

Таким чином, оптимальним кутом нахилу решета для просівання, як насіння основної культури, так і соризу, є  $\alpha_{\text{позд}} = 6,0^{\circ}$ . Слід відмітити, що при  $\alpha_{\text{позд}} = 6,0^{\circ}$  маса основної культури у сходовій фракції була найвищою і становила 28,51 г. Подальше збільшення кута нахилу призводить до різкого збільшення середньої швидкості переміщення матеріалу  $V_{\text{п}}$  решетом, що, не зважаючи на збільшення вертикальної складової проштовхувальних сил, погіршує умови для просівання насіння проходової фракції. Це знижує повноту виділення, як основної культури, так і соризу у прохід решета.

Характер просівання насіння проходової фракції при різних кутах нахилу решета не відрізняється (рис. 2). Для всіх значень кутів нахилу решета інтенсивність просівання велика на початку решета і плавно зменшується по всій його довжині. При нахилі решета

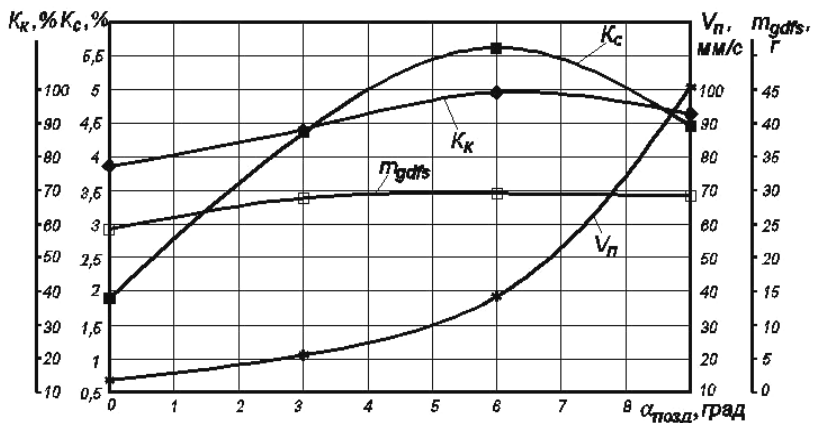


Рис. 1. Вплив поздовжнього кута нахилу решета  $\alpha_{\text{позд}}$  при сепарації насіннєвої суміші гречки на решеті з прямокутними отворами шириною 3,2 мм за питомої подачі вихідного матеріалу –  $Q = 36$  кг/год·дм, частоти коливань решітного стану –  $\omega = 35,0$  с<sup>-1</sup> та амплітуди коливань –  $A = 18,0$  мм на:  $K_c$  – повноту виділення насіння соризу у проходову фракцію (відходи);  $K_k$  – повноту виділення насіння основної культури у сходову (очищену) фракцію;  $m_{\text{гdfs}}$  – масу 1000 насінин основної культури у сходовій фракції;  $V_p$  – середню швидкість переміщення насіння по решету

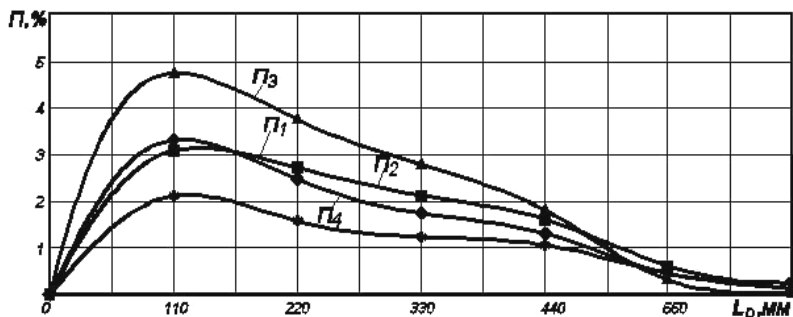


Рис. 2. Характеристики просівання насіння проходової фракції  $P_i$  по довжині решета  $L_p$  з прямокутними отворами шириною 3,2 мм при сепарації суміші гречки за питомої подачі вихідного матеріалу –  $Q = 36$  кг/год·дм, частоти коливань решітного стану –  $\omega = 35,0$  с<sup>-1</sup>, амплітуди коливань –  $A = 18,0$  мм для кутів поздовжнього нахилу  $\alpha_{\text{позд}}$  решета:  $P_1 - 0,0^\circ$ ;  $P_2 - 3,0^\circ$ ;  $P_3 - 6,0^\circ$ ;  $P_4 - 9,0^\circ$

$\alpha_{\text{позд}} = 6,0^{\circ}$  інтенсивність просівання прохідової фракції найвища серед наведених результатів досліджень, що засвідчує про найбільшу повноту просівання часток прохідової фракції на цьому куті. При цьому, на останній ділянці решета ( $L_p = 660$  мм) прохідова фракція для  $\alpha_{\text{позд}} = 6,0^{\circ}$  становила 0,13% від загальної маси проходу.

На рисунках 3, 4 наведені результати просівання у прохідову фракцію насіння основної культури та соризу.

Характер просівання насіння у прохідову фракцію для основної культури і для культурних рослин є однаковий. Він характеризується інтенсивним просіванням на першій 1/3 решета та плавним подальшим його зменшенням на послідовних ділянках решета. Інтенсивність просівання насіння гречки спочатку зростає, із збільшенням кута нахилу решета  $\alpha_{\text{позд}}$  (від  $0^{\circ}$  до  $6,0^{\circ}$  включно), а в подальшому, при підвищенні до  $9,0^{\circ}$ , – зменшується (рис. 3). Аналогічним чином змінюються характеристики прохідової фракції для насіння соризу (рис. 4).

Гранулометричний аналіз складу насіння основної культури, що виділюється у прохідову фракцію, показує, що при малих кутах нахилу решета створилися умови для просівання лише дрібного насіння, тому маса 1000 насінин гречки, що просіялась є найменшою. Із збільшенням кута нахилу до  $6,0^{\circ}$  зростає не лише загальна маса насіння основної культури у прохідовій фракції, а й маса 1000 насінин.

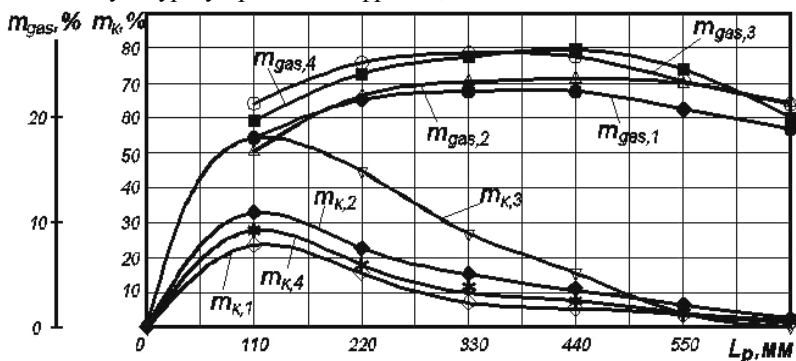


Рис. 3. Залежності вмісту насіння основної культури  $m_{\text{к},i}$  та її маси 1000 насінин  $m_{\text{gas},i}$  у прохідовій фракції від довжини решета  $L_p$  з прямокутними отворами шириною 3,2 мм при сепарації суміші гречки за питомої подачі вихідного матеріалу –  $Q = 36$  кг/год·дм, частоти коливань решітного стану –  $\omega = 35,0$  с<sup>-1</sup> та амплітуди коливань –  $A = 18,0$  мм для кутів поздовжнього нахилу решета:  $i = 1 - 0,0^{\circ}$ ;  $i = 2 - 3,0^{\circ}$ ;  $i = 3 - 6,0^{\circ}$ ;  $i = 4 - 9,0^{\circ}$

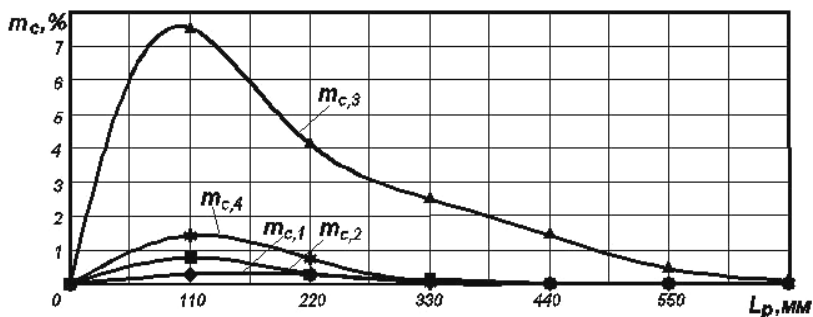


Рис. 4. Залежності вмісту насіння соризу в прохідній фракції  $m_c$  від довжини решета  $L_p$  з прямокутними отворами шириною 3,2 мм при сепарації суміші гречки за питомої подачі вихідного матеріалу —  $Q = 36$  кг/год·дм, частоти коливань решітного стану —  $\omega = 35,0$  с<sup>-1</sup>, амплітуди коливань —  $A = 18,0$  мм для кутів поздовжнього нахилу решета:  $m_{c,1} - 0,0^0$ ;  $m_{c,2} - 3,0^0$ ;  $m_{c,3} - 6,0^0$ ;  $m_{c,4} - 9,0^0$

Це обумовлено тим, що із збільшенням кута нахилу до  $\alpha_{\text{позд}} = 6,0^0$  покращувались умови для просівання насіння через отвори решета. Подальше його збільшення призводить до надмірного зростання середньої швидкості переміщення матеріалу по решету, і тим самим погіршує умови для просівання компонентів насінневої суміші. Це підтверджується зменшенням маси 1000 насінин, що виділилось у прохідову фракцію, при максимальному куті нахилу  $\alpha_{\text{позд}} = 9,0^0$ .

Як показали результати досліджень, при розділенні вихідного матеріалу на куті нахилу  $\alpha_{\text{позд}} = 6,0^0$ , вміст соризу у очищеній фракції склав 0,49% або 18 шт/кг, що відповідає вимогам кондиційного матеріалу [9].

**Висновки.** 1. Дослідження процесу сепарації насінневої суміші гречки довели суттєвість впливу зміни кута нахилу решета на ефективність розділення матеріалу.

2. Оптимальним кутом нахилу решета для відокремлення насіння соризу з насінневих сумішей гречки є кут  $\alpha_{\text{позд}} = 6,0^0$ , який відповідає рекомендованому значенню технологічного налагодження зерноочисних машин.

#### Література

1. Макаров Л.Х., Снитіна С.М., Морару Г.А. Сориз у південному степу України // Вісник аграрної науки : Науково-теоретичний журнал. — 2007. — №3. — С. 22-24.

2. Шевчук В.К. Інтегрована система захисту проти хвороб – обов’язкова складова інтенсивної технології вирощування гречки / Зб. наук. праць. - Вип. 13: Науково-виробниче видання Кам'янець-Подільський ПДАТУ, 2005. – С. 28-31.

3. Рихлівський І.П., Кобернюк О.Т. Досвід вирощування соризу на Поділлі // Вісник аграрної науки : Науково-теоретичний журнал Української Академії аграрних наук. - 2006. – №11. – С. 22-24.

4. Друзьєва А.К. Технологія первинної обробки зерна соризу. 05.18.03-первинна обробка і зберігання продуктів рослинництва: автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук. – Одеса, 1999. – 17с.

5. Моргун В.О., Жигунов Д.О. Сориз – компонент борошняних композиційних сумішей / Хранение и переработка зерна: ежемесячный научно-практический журнал. – Днепропетровск: ООО ИА “АПК-ЗЕРНО”, 2007. – № 3. – С. 20-22.

6. Алексєєва О.С. Гречка – основна круп'яна культура в Україні / Зб. наук. праць. - Вип. 13: науково-виробниче видання Кам'янець-Подільський ПДАТУ, 2005. – С. 12-18.

7. Пат. 28310 України. А01В 15/00. Спосіб інтенсифікації процесу сепарації сипких матеріалів на решетах / Бакум М.В., Манчинський Ю.О., Горбатовський О.М. – №u2007 05573; заявл. 21.05.2007 р.; опубл. 10.12.2007 р., Бюл. № 20.

8. Пат. 35884 України. В07В 1/00. Ярусний багаторешітний стан / Горбатовський О.М., Манчинський Ю.О., Бакум М.В., Нор О.В. – №u2008 05245; заявл. 22.04.2008 р.; опубл. 10.10.2008 р., Бюл. № 19.

9. Державний стандарт України. Насіння сільськогосподарських культур. Сортові та посівні якості. ДСТУ 2240-93. – К.: Держстандарт України, 1993. – 74 с.

10. Зайка П.М. Очистка і сортування насіння. // Теорія сільськогосподарських машин. – Харків: Око, 2006. – Т. 3, р. 7. – 408 с.

11. Гладков Н. Г. Зерноочистительные машины. - Л.: УПП Ленсовнархоз, 1961. – 368 с.

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

М. В. Бакум к.т.н., М.М. Крекот  
Харківський національний технічний університет сільського  
господарства імені Петра Василенка

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПНЕВМАТИЧНОГО СЕПАРАТОРА НА ЯКІСТЬ ОЧИЩЕННЯ НАСІННЯ РЕДИСКИ**

*Наведені результати досліджень модернізованого пневматичного сепаратора з нахиленим повітряним каналом на очищенні з одночасним сортуванням насіння редиски.*

**Постановка проблеми.** Насіння редиски відноситься до дрібно насінневих культур. Важковідокремлюваним насінням бур'янів з насінневих сумішей редиски на трієрно-решетних насіннесчисних машинах є просо куряче, мишій сизий, гірчак льоновий, гречка беззковидна, щиріця.

За вимогами ДСТУ 2240-93 в кондиційному посівному матеріалі насіння редиски I-II репродукції вміст насіння основної культури повинен бути не меншим ніж 94%, а насіння культурних рослин і бур'янів не більшим 0,2% [1].

Пневматичний сепаратор з нахиленим повітряним каналом розроблений на кафедрі сільськогосподарських машин ХНТУСГ ім. П. Василенка [2] показав високу ефективність на сепарації зернових сумішей. Режими роботи таких сепараторів на очищені дрібнонасінневих сумішей досліджені недостатньо.

**Мета досліджень.** Обґрунтувати параметри роботи розробленого пневматичного сепаратора для післязбиральної обробки насіння редиски.

**Результати досліджень.** Основними параметрами, що впливають на ефективність розділення насінневих сумішей у нахиленому повітряному каналі є: швидкість повітряного потоку, величина подачі вихідного матеріалу, довжина приймальних лотків, яка регулюється поворотними заслінками, висота повітряного каналу та зміна повітряного потоку по висоті каналу. Попередніми дослідженнями доведено переваги нерівномірного повітряного потоку по висоті каналу, причому більш інтенсивного в верхній частині і помірнішого в нижній. Доцільна висота каналу рівна 300 мм, а нахил до горизонту 45°. Технологічним процесом в даному сепараторі можна управляти

за рахунок зміни середньої швидкості повітряного потоку в каналі та величиною подачі.

Дослідження проводилися на насінній суміші редиски сорту "Богиня" I репродукції урожаю 2008 р., яка містила основної культури 94,27%, легких домішок 2,51%, мінеральних домішок 2,99% і 0,23% насіння бур'янів що становить 698 шт/кг, в тому числі проса курячого 57 шт/кг, мишію сизого 22 шт/кг, гірчака льонового 9 шт/кг, гречки березковидної 10 шт/кг, щиріці 600 шт/кг.

Дослідження впливу середньої швидкості повітряного потоку на якість розділення насінневої суміші редиски (рис. 1) виконувалися в діапазоні зміни середньої швидкості від 12,66 до 15,35 м/с.

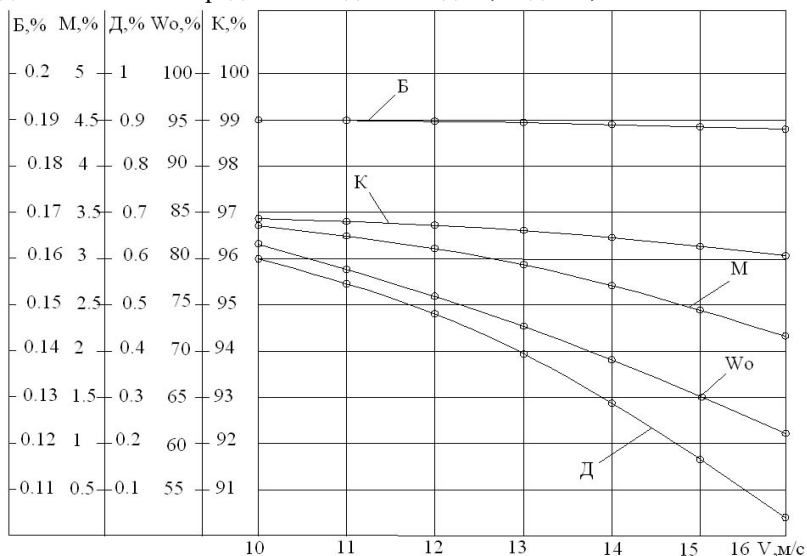


Рис. 1. Вплив зміни середньої швидкості повітряного потоку в похилому каналі на ефективність сепарації насінневої суміші редиски:  $W_0$  – вихід очищеної фракції; К - вміст насіння редиски, в очищеній фракції; Д - вміст легких домішок в очищеній фракції; Б - вміст насіння бур'янів в очищеній фракції; М - вміст мінеральних домішок в очищеній фракції

Аналіз результатів досліджень показує, що збільшення швидкості повітряного потоку інтенсифікує виділення в відходів фракції легких і мінеральних домішок а також в меншій ступені насіння бур'янів та основної культури. Так при збільшенні середньої швидкості повітряного потоку з 12,66 до 15,35 м/с кількість легких домішок в

очищеної фракції зменшилась з 0,6%, від маси очищеного матеріалу, до 0,04%, мінеральних домішок з 3,4% до 2,15%; насіння основної культури від 96,65% до 96,03%.

Вихід очищеної фракції (вміст перших двох приймачів) в цьому діапазоні зміни швидкостей суттєво зменшується від 81,54% до 60,77% від маси вихідного матеріалу, а засміченість насінням бур'янів очищеного матеріалу за масою практично не змінюється і становить біля 0,19%, що відповідає вимогам державного стандарту. Тобто збільшення швидкості повітряного потоку сприятиме підвищенню якості розділення насінневої суміші, але при цьому збільшаться втрати повноцінного насіння у відходовій фракції і тим самим зменшиться вихід очищеного матеріалу.

Результати дослідження впливу зміни подачі вихідного матеріалу на якість сепарації наведені на рис.2.

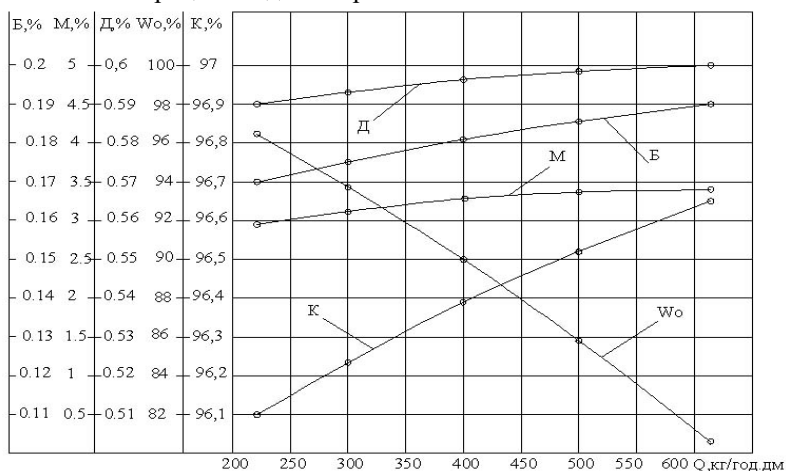


Рис. 2. Вплив зміни подачі вихідного матеріалу на ефективність сепарації насінневої суміші редиски: W<sub>0</sub> – вихід очищеної фракції; K - вміст насіння редиски, в очищеній фракції; D - вміст легких домішок в очищеній фракції; B - вміст насіння бур'янів в очищеній фракції; M - вміст мінеральних домішок в очищеній фракції

Аналіз результатів показує, що збільшення подачі вихідного матеріалу від 220 кг/год на 1 дм ширини каналу до 615 кг/год. дм знижує ефективність розділення насінневої суміші. Найкращого розділення досягнуто при мінімальній (з досліджуваного діапазону) подачі вихідного матеріалу, слід зазначити, що при цій подачі та



середній швидкості повітряного потоку 12,66 м/с очищений матеріал виділявся в перші три приймачі (табл.). Загальна маса очищеного матеріалу становила 94,34% від маси вихідного матеріалу. Якщо об'єднати перші три фракції то насінневий матеріал міститиме основної культури 96,1%, насіння бур'янів 0,17%, легких домішок 0,59% і мінеральних домішок 2,91%.

Таблиця. Результати очищення насінневої суміші редиски сорту "Богиня" в модернізованому пневматичному сепараторові з нахиленим повітряним каналом

Показники	Вихідний матеріал	Фракції				
		I	II	III	IV	V
Розподіл матеріалу за фракціями, кг	508,50	5,49	330,73	143,50	17,24	17,54
%	100	1,08	65,04	28,22	3,39	2,27
Вміст насіння основної культури, %	94,27	98,30	96,40	95,28	95,90	16,33
Маса 1000 насінин, г	8,32	9,21	8,93	7,53	5,69	4,34
Вміст легких домішок, %	2,51	1,60	0,28	1,28	1,91	82,96
Вміст насіння бур'янів, %	0,23	0,10	0,16	0,2	1,08	1,1
шт/кг	695	100	570	655	2545	1790
в тому числі, шт/кг:						
- щиріці;	600	100	500	500	2300	1750
- проса курячого;	55	-	70	35	50	20
- мишію сизого;	20	-	-	70	70	-
- гречки березковидної;	10	-	-	20	115	-
- гірчака льонового;	10	-	-	30	10	20
Вміст грудочок ґрунту, %	2,99	-	3,16	3,07	1,87	-
Вихід кондиційного насінневого матеріалу, %	-	94,34	-	-	-	-
Вміст насіння капусти в очищеній фракції, %	-	96,1	-	-	-	-
Вміст насіння бур'янів в очищеній фракції, %	-	0,17	-	-	-	-
Вміст легких домішок в очищеній фракції, %	-	0,59	-	-	-	-
Вміст мінеральних домішок в очищеній фракції, %	-	3,1	-	-	-	-
Якість насінневого матеріалу	Неконд.	Кондиційне			Некод	Некон

В перші два приймачі не потрапило насіння мишію сизого, гірчака льонового і гречки березковидної. Обрушене насіння проса курячого потрапило у другий приймач, а не обрушене в наступний. Насіння щиріці розподілилося всіма приймачами, при цьому в перших трьох приймачах відносний вміст був менший (до 500 шт/кг), але це було найкрупніше насіння. Збільшення подачі вихідного матеріалу при незмінній швидкості повітряного потоку знижує якість розділення насінневої суміші: зростає засміченість очищеного матеріалу насінням бур'янів від 0,17% до 0,19%, легкими домішками від 0,59% до 0,6%, та мінеральними домішками від 2,91% до 3,4%,

Незважаючи на деяке збільшення вмісту насіння основної культури загальна кількість очищеного матеріалу, що відповідає вимогам державного стандарту, зменшилася з 94,34% до 81,54% від маси вихідного матеріалу, причому при збільшенні подачі вихід кондиційного матеріалу вдалося отримати лише в перших двох приймачах.

Одночасно з очищенням насіння редиски від домішок відбувається і сортування насіння основної культури повітряним потоком. Дослідженнями доведено, що в перші два приймачі надходить насіння маса 1000 штук якого більша відповідної маси вихідного матеріалу. Так маса 1000 насінин редиски, що виділилися в перший приймач дорівнює 9,21, г, що на 0,89 г вища маси 1000 насінин вихідного матеріалу, а другої фракції - на 0,61 г. Слід зазначити, що друга фракція найбільша за масою і становить 65,04% від загальної маси вихідного матеріалу. Найлегше насіння основної культури виділилося в п'ятий приймач. Його маса 1000 насінин дорівнює 4,34 г, що на 3,98 г менше від маси 1000 насінин вихідного матеріалу.

**Висновки.** 1. Дослідженнями доведена можливість часткового відокремлення насіння проса курячого, мишію сизого, гірчака льонового, гречки березковидної, щиріці з насінневих сумішей редиски.

2. Найбільш якісного розділення насінневих сумішей редиски можна досягти при середній швидкості повітряного потоку 12,66 м/с та подачі 220 кг/год на 1 дм ширини нахиленого каналу. Збільшення продуктивності можна досягти одночасним збільшенням подачі вихідного матеріалу і середньої швидкості повітряного потоку в каналі, але вихід очищеної фракції при цьому зменшиться.

3. Одночасно з очисткою в похилому повітряному каналі відбувається сортування насіння основної культури з виділенням в

перші приймачі (за напрямком повітряного потоку) більш крупного виповненого насіння редиски.

#### Література

1. ДСТУ 2240-93. Насіння сільськогосподарських культур. Сортові та посівні якості. – К.: Держстандарт України, 1994. – 74 с.

2. Патент № 26791 Україна, МПК (2006) В07В4/00. Пневматичний сепаратор з нахиленим повітряним каналом / Бакум М.В., Манчинський Ю.О., Абдуєв М.М., Крекот М.М. - № 200704791; опубл. 10.10.2007, Бюл. № 16. – 4 с.

*Рецензент проф. О.І. Сідашенко*

УДК 677.11.021

Ю.В. Березовський, к.т.н.

Херсонський національний технічний університет

## **ПРО ЗБЕРІГАННЯ ЛЛЯНОЇ ТРЕСТИ ПІДВИЩЕНОЇ ВОЛОГОСТІ**

*В роботі розглянуто питання зберігання лляної трести підвищеної вологості. Проаналізовано застосування консервування та примусової сушки. Опрацьовано теоретичні питання нових напрямків процесу зберігання лляної трести підвищеної вологості.*

**Постановка проблеми.** На сучасному етапі виробництво тканин з льону має важливе значення, так як використовується сировина, що вирощується на території України, може комбінуватися з іншими видами сировини. Парк технічного обладнання підприємств легкої промисловості знаходиться на досить низькому рівні. За роки становлення незалежності технічне обладнання даної галузі фізично і морально застаріло, кількість його зменшилася, лише на деяких підприємствах вдалося модернізувати устаткування і наростити об'єми виробництва, що сприяло підвищенню продуктивності праці.

**Аналіз останніх досліджень.** Актуальність застосування на підприємствах легкої промисловості передових методів зберігання лляної сировини та інших прогресивних технологій обумовлена високою енергоємністю і низькою ефективністю використання енергетичного устаткування та технологій виробництва в Україні.

**Постановка завдання.** У статті аналізуються різні способи і технології зберігання лляної сировини, вказуються їх позитивні і негативні сторони роботи у виробничих умовах.

**Основна частина.** Волокниста частина стебла льону є основною корисною частиною в його переробці. Для відокремлення волокнистої частини при застосуванні технології ”росяної мочки” використовують мікроорганізми – гриби або бактерії, що містяться на стеблах льону. Якщо розіслати лляну солому тонким шаром на трав’яному покриві, то під дією роси, дощу і тепла на льоні починають розвиватися грибки, які руйнують пектинові та інші клеєві речовини, що з’єднують волокно з деревиною стебла.

В результаті розстилу одержують тресту, в якій відокремлення волокна від деревини полегшено.

На якість лляної трести при зберіганні впливає форма її пакування. Визначено, що найбільш прогресивною формою пакування є циліндрична. Процес штучного сушіння лляної трести в циліндричних упаковках є більш раціональним і ефективним, чим в снопах. Тривалість сушки скорочується на 2-3 години. Показники фізико-механічних властивостей волокна при зберіганні також свідчать про більш раціональне використання циліндричних упаковок.

Вирішити проблему зберігання лляної соломи в значній мірі вдається при рулонній технології, яка значно скорочує строки збирання врожаю. Але з впровадженням рулонної технології виявилися проблеми, які пов’язані зі збереженням якості та заготовкою рулонів трести підвищеної вологості.

Дослідження показали, що головними факторами, які обумовлюють зберігання соломи в рулонах, є вологість сировини і умови зберігання.

Зниження виходу і номера волокна в процесі зберігання лляної соломи проходить не рівномірно, а різко. Найбільші збитки приходяться на весняно-літній період, а найменші – на осінньо-зимній. Із збільшенням тривалості зберігання лляної соломи спостерігається зниження вмісту целюлози, при цьому одночасно проходить збільшення відносно низькомолекулярних сполучень – геміцелюлоз.

Тресту оптимального терміну вилежування необхідно швидко збирати з льонища, бо якість її різко знижується при подальшому вилежуванні. Так, з досліджень відомо, що під час піднімання в оптимальні строки міцність стебел становить 19 кгс, за наступні чотири доби цей показник знижується до 14 кгс, а якість погіршується на один номер. В подальшому міцність за двадцять днів знижується до 11 кгс і на три номери порівняно з контролем.

Втрата сировини при зберіганні проходить головним чином через надмірну її вологість. Щоб уникнути загнивання необхідно встановити постійний контроль за станом сировини. У процесі

зберігання трести підвищеної вологості температура всередині штабелів підвищується, що супроводжується саморозігріванням матеріалу. Тресту, яка почала самонагріватися, необхідно відразу переробити або, розібравши шоху піддати обвітрюванню, підсушити, а тоді знову вкласти в нову шоху.

Підвищена вологість розісланого льону на стелищі створює сприятливі умови для розвитку пектиноурійних процесів. При таких умовах шкідливі гриби розпочинають розвиватися ще в посівах льону і, продовжуючи розмножуватися на стелищах, приносять великий збиток лляному виробництву.

Вологість впливає на волокнистий матеріал, а при проходженні процесу вилежування та зберігання вологого лляного матеріалу відбувається зміна його фізико-механічних властивостей.

Дуже важко переробити весь урожай льоносолами в якісну тресту, але ще важче зберігати якість вже одержаної розстилом трести в процесі тривалого зберігання її на льонозаводах після масової заготівлі. Через велику зараженість мікроорганізмами (грибками та бактеріями), підвищену вологість трести, швидко втрачаються якісні показники, знижується технологічна цінність волокна.

Розклад складових речовин можливий лише тоді, коли гнилісні мікроби мають для свого розвитку всі необхідні умови: оптимальну температуру, вологість, відповідну реакцію середовища, необхідні поживні речовини тощо. Низькі температури затримують біохімічні процеси. Солома, яка недавно була висмикнута, більш стійка до розвитку пектиноурійних грибів, ніж стебла льону, які відмерли при підсушуванні.

Целюлозоруйнівні процеси проходять також у тресті, що знаходиться на зберіганні. Часто вони виникають, тому що її вологість вища нормативної. У досить вологій сировині мікроби, які залишилися на стеблах льону, відновлюють свою життєдіяльність.

Аналізуючи результати досліджень з різних країн, можна з впевненістю сказати, що успіх зберігання рослинних продуктів у контролюючій атмосфері, в більшій мірі залежить від правильного вибору газових і температурних параметрів, та умов їх вирощування.

Одними з найбільш ефективними способами зберігання лляної трести підвищеної вологості являються консервування та сушка трести. Проблеми їх застосування, як і ефективність різна, що пояснюється неоднаковими за своєю суттю прийомами, засобами та методами досягання цілісності, неушкодженості лляної сировини.

**Висновки.** Зберігання трести підвищеної вологості можливо за умов обов'язкового дотримання правил заготівлі, а при підвищеній

вологості трести необхідно застосовувати спеціальні заходи щодо консервації сировини.

#### Література

1. Яковцев Г.П., Храмцов В.Н. Сушильное оборудование в промышленности первичной обработки льна. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1983. – 41 с.

2. Живетин В.В., Гинзбург Л.Н., Ольшанская О.М. Лен и его комплексное использование. – М.: Информ-Знание, 2002. – 400 с.

*Рецензент д.т.н., проф. М.І. Валько*

УДК 631.331

А.І. Бойко д.т.н., М.О. Свірень, к.т.н., І.О. Лісовий  
Кіровоградський національний технічний університет

### **ПЕРЕРІЗАННЯ РОСЛИННИХ РЕШТОК З ОБҐРУНТУВАННЯМ ФОРМИ РІЖУЧОГО ЕЛЕМЕНТА**

*В статті розглянуто перерізання рослинних решток з мінімальним зусиллям і направлення їх на бокові сторони борозни та обґрунтування раціональної форми ріжучого елемента при виконанні прямого посіву.*

**Постановка проблеми.** В скрутний період економічної кризи актуальним та перспективним є перехід на технологію прямого посіву. Зацікавила дана технологія господарства економією витрат на нафтопродукти, меншими витратами праці та екологічністю [1]. На даному етапі за технологією прямого посіву працюють на Кіровоградщині такі господарства, як ПП “Агрофірма “МОГУТЕ” (с. Веселівка) Кіровоградського району, ТОВ “Згода” Новоукраїнського району, ТОВ “Вікторія Агро” Новомиргородського району та інші. Також в інших областях ТОВ “Шпола Агро-Індустрія” (с. Сигнаївка) Черкаської області, КСП “Дружба” Дніпропетровської області Сенельниковський район та інші.

Але при застосуванні даної технології виникають деякі труднощі, а саме в створенні передумов для прокладання борозни при прямому посіву в ґрунті, позбавлення борозни і сошника від забивання

рослинними рештками та початковою підготовкою ґрунту для покращення загортання насіння.

**Аналіз останніх робіт.** На основі проведеного аналізу робіт зв'язаних з прямим посівом [2, 3, 4, 5] науковців і ентузіастів, таких як Мордуховича А.І., Любушко Н.І., Бейкера С.Дж., Сакстона К.Е., Муртазіна Г.Р., Сисоліна П.В., Морозова І.В., Сала В.М., Шмата С.І., Марченка В.В., Пйонтика Ю.Л. та інших, що вони працюють над створенням робочих органів для прямого посіву з значним підвищенням якості виконання технологічного процесу роботи, шляхом забезпечення необхідного формування дна борозни, загортання насіння на заданій глибині в ущільненому ґрунті, забезпечення очистки сошника і борозни від рослинних решток.

**Мета досліджень.** Обґрунтувати раціональну форму ріжучого елемента для різання рослинних решток з мінімальним зусиллям і направленням їх на бокові сторони борозни.

**Результати досліджень.** Перерізання рослинних решток, є елементом підготовки поля для прокладання борозни і проведення прямого посіву. При цьому виконуються дві задачі: очищення зубчастого диска від рослинних решток і направлення їх на бокові сторони борозни.

Перерізання рослинних решток може відбуватися тільки після завершення стадії видалення і захвату з поверхні поля, тобто після повороту зубчастого диска на кут  $\varphi_{вих}$  [6]. Враховуючи, що рослинні рештки представляють собою в'язко-пружний матеріал доцільно процес різання забезпечити таким чином, щоб він протікав з ковзаючою дією ножа. Задача ускладнюється тим, що її вирішення необхідно виконувати в рухомій системі координат, яка переміщається разом з сошником при сумісній активній дії зубчастого колеса і ножа, як протиріза.

Відомо, що спосіб різання матеріалів визначається кутом різання. Під кутом різання розуміється кут між вектором швидкості переміщення ріжучого робочого органу і дотичної до лінії, яка описує форму леза. Стосовно ріжучого органу, що розглядається де переміщення пов'язане з обертальним рухом зубів, а ніж закріплений нерухомо відносно сошника, кут різання утворюється вектором швидкості точки поверхні зуба і дотичною до кривої, що описує форму леза ріжучого елемента (ножа). На представленому рисунку 1 це буде кут  $\alpha$ .

Для реалізації ковзаючого різання рослинних решток необхідно, щоб частинки перерізаємого матеріалу переміщувалися

уздовж леза ріжучого елемента. Це стає можливим коли між кутом різання і кутом тертя існує наступне співвідношення:

$$\operatorname{tg} \alpha \geq \operatorname{tg} x,$$

де  $x$  – кут тертя рослинних решток по матеріалу леза.

Так як:

$$\operatorname{tg} x = f,$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя рослинних решток по матеріалу леза, то можна для ковзаючого різання записати:

$$\operatorname{tg} \alpha \geq f, \quad (1)$$

Таким чином, завдання даного дослідження зводиться до пошуку і визначення форми леза, в кожній точці якого, в зоні сектора різання (рис. 1.), виконувалась би умова (1).

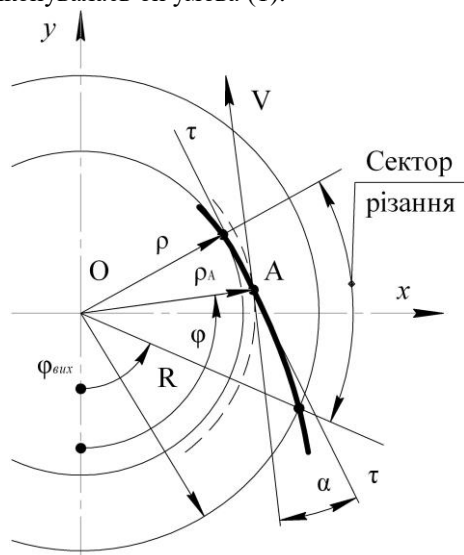


Рис. 1. Схема для визначення форми леза ріжучого елемента сошника

Для цього на першому етапі дослідження необхідно встановити вид рівняння, що описує вектор швидкості переміщення точки поверхні зуба, який транспортує рослинні рештки, а також рівняння дотичної до лінії, що описує форму леза ріжучого елемента.

На другому етапі необхідно визначити кут, під яким ці вектори пересікаються, і прирівняти цей кут до виконання умови (1).

На третьому етапі за відомим кутом пересічення вектора швидкості і дотичній необхідно визначити рівняння самої лінії, що



описує форму леза, яке в робочому секторі забезпечує ковзаюче різання рослинних решток.

Розглядаючи довільну точку А, яка одночасно належить площадці зуба, що переміщує рослинні рештки, і ріжучому елементу, рівняння радіуса цієї точки  $\rho_A$  в круговому русі можна записати:

$$y = k_1 \cdot x,$$

де  $k_1 = \operatorname{tg} \varphi$ .

Вектор швидкості точки А направлений перпендикулярно до радіуса, тому виходячи з загальних визначень величини кута  $\Theta$  між прямими на площині [7], коли:

$$\operatorname{tg} \Theta = \frac{k_2 - k_1}{1 + k_2 \cdot k_1}, \quad (2)$$

де  $k_2$  – визначаємий коефіцієнт тангенса кута нахилу вектора швидкості точки А, умовою перпендикулярності є:

$$1 + k_2 \cdot k_1 = 0.$$

Звідкіля:

$$k_2 = -\frac{1}{\operatorname{tg} \varphi_1}. \quad (3)$$

Тоді рівняння вектора швидкості в загальному вигляді можна записати:

$$y = k_2 \cdot x + l,$$

де  $l$  – постійна зміщення вектора швидкості вздовж осі  $y$ .

Виходячи з побудов представлених на (рис. 1.) величина постійної ( $l$ ) дорівнює:

$$l = \rho_A \cdot \sin \varphi.$$

Тоді, підставивши значення коефіцієнту  $k$  і постійної  $l$  рівняння вектора швидкості буде мати у вигляді:

$$y = -\operatorname{ctg} \varphi \cdot x + \rho_A \cdot \sin \varphi.$$

Форму леза ріжучого елемента, що реалізує ковзаюче різання рослинних решток будемо шукати у вигляді лінії, загальне рівняння якої представляється у вигляді полінома другого ступеню:

$$y = a \cdot x^2 + b \cdot x + c, \quad (4)$$

де  $a, b, c$  – коефіцієнти, що впливають на положення лінії в площинні ріжучого елемента.

Дотична до лінії, що описує форму леза представляється рівнянням:

$$Y - y_A = \frac{dy}{dx}(X - x_A), \quad (5)$$

де  $x_A$  і  $y_A$  – координати вибраної довільної точки А;

$X$  і  $Y$  – поточні координати точок дотичної;

$\frac{dy}{dx}$  – похідна, яка визначається для довільної точки А.

Як видно з рисунку 1 координати точки А визначаються:

$$\begin{aligned}x_A &= \rho_A \cdot \cos \varphi_A \\y_A &= \rho_A \cdot \sin \varphi_A\end{aligned}\quad (6)$$

Похідна від рівняння лінії форми леза визначається диференціюванням рівняння (4):

$$y' = \frac{dy}{dx} = 2ax + b. \quad (7)$$

Підставляючи складові з (6) і (7) в (5) маємо:

$$Y - \rho_A \cdot \sin \varphi_A = (2ax + b)(X - \rho_A \cdot \sin \varphi_A).$$

Далі підставляємо значення координати точки А в рівняння похідної:

$$Y - \rho_A \cdot \sin \varphi_A = (2a \cdot \rho_A \cdot \sin \varphi_A + b)(X - \rho_A \cdot \sin \varphi_A).$$

Після перетворень і спрощень коефіцієнт при невідомій  $x$  визначається як:

$$k_3 = 2a\rho_A \cdot \cos \varphi_A + b. \quad (8)$$

Виходячи з загальної формули (2) для визначення кута між двома прямими на площині, запишемо умову, при якій кут між вектором швидкості і дотичною до лінії форми леза буде зберігати постійне значення. Це кут, при якому відбувається ковзаюче різання рослинних решток:

$$\operatorname{tg} \Theta = \operatorname{tg} \alpha = \frac{k_3 - k_2}{1 + k_3 \cdot k_2}.$$

Підставляючи значення  $k_2$  і  $k_3$  з (3) і (8) можна записати:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{2a\rho_A \cdot \cos \varphi_A + b + \operatorname{ctg} \varphi_A}{1 - 2a\rho_A \cdot \cos \varphi_A + b \cdot \operatorname{ctg} \varphi_A}.$$

Або враховуючи умову (1) маємо:

$$f \leq \frac{2a\rho_A \cdot \cos \varphi_A + b + \operatorname{ctg} \varphi_A}{1 - 2a\rho_A \cdot \cos \varphi_A + b \cdot \operatorname{ctg} \varphi_A}. \quad (9)$$

Як видно з отриманого виразу, в нього входять невідомі коефіцієнти  $a$  і  $b$ , а також значення поточного радіуса  $\rho_A$  і кута його повороту  $\varphi_A$ . Для встановлення величини постійних  $a$  і  $b$  використовуємо початкові умови, що витікають з граничних значень радіуса і кута його повороту на початку і в кінці фази різання рослинних решток. Так, початок різання може відбуватися після

завершення видалення решток, тобто при  $\varphi \geq \varphi_{вих}$  (рис. 2.). При цьому радіус точки різання, що належить одночасно зубу і ріжучому елементу дорівнює  $\rho=R$ .

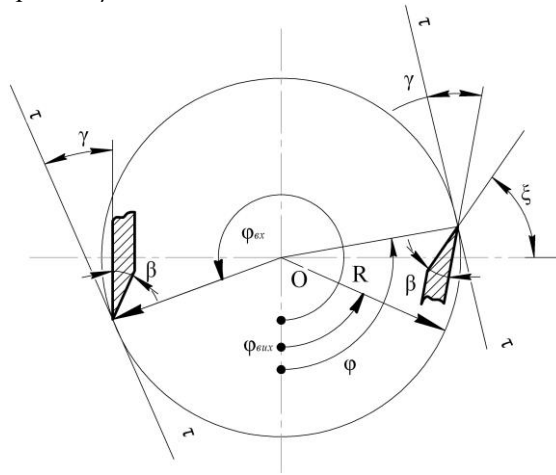


Рис. 2. Схема до визначення границь сектора різання

За кінець фази різання може бути прийняте положення радіуса повороту при якому рослинні рештки перестають утримуватись на поверхні зуба. Згідно схеми (рис. 2.) це стає можливим коли:

$$\xi \geq 180 - [(90 - \varphi) + \gamma + \beta].$$

Або:

$$\operatorname{tg} \xi \geq \operatorname{tg}(90 + \varphi - \gamma + \beta).$$

Звідкіля:

$$\operatorname{tg} \xi \geq \operatorname{ctg}(\varphi - \gamma - \beta).$$

Враховуючи, що:

$$\operatorname{tg} \xi = f_1,$$

де  $f_1$  – коефіцієнт тертя спокою рослинних решток матеріалом ріжучого елемента, маємо:

$$\varphi = \varphi_{к.р.} = \gamma - \beta - \operatorname{arcctg} f_1. \quad (10)$$

Знак рівності в отриманому виразі (10) відображає фізичну сутність початку процесу переміщення решток на підставі того, що коефіцієнт тертя спокою більший за величиною чим коефіцієнт тертя руху ( $f_i > f$ ).

Якщо прийняти, що зубчастий диск радіусом  $\rho$  (рис. 3.) перекочується полем без ковзання, то глибина заглиблення буде дорівнювати:

$$R - \rho \leq h,$$

де  $R$  – радіус обертання кінця зуба зубчастого диска.

Чим менше різниця між  $R - \rho$  і  $h$ , тим ближче до поверхні поля знаходиться утворююче коло траєкторії руху [6]. При його перекочуванні по поверхні поля маємо

$$R - \rho = h, \tag{11}$$

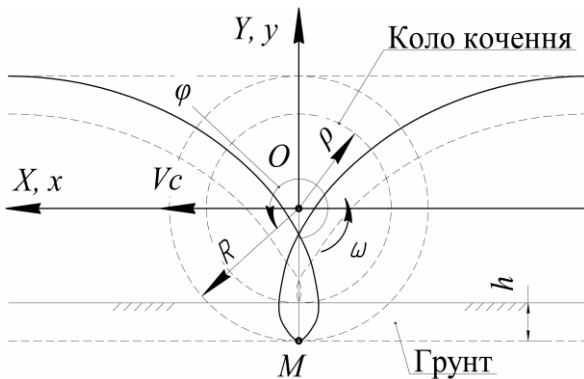


Рис. 3. Схема переміщення зубчастого диска-очисника сошника прямого посіву

Отриманому значенню кута повороту зубчастого диска, при якому процес різання повинен бути завершеним і починається рух відрізаних часток поживних решток по поверхні зуба, відповідає радіусу точки різання  $\rho = \rho_0$ . Тобто сектор різання обмежується поворотом на кут  $\varphi_{кр.} - \varphi_{вих}$  і зміною радіусів  $R - \rho_0$ , що згідно (11) дорівнює глибині ходу зуба [6]. Таким чином, вся ширина шару рослинних решток, що захоплюється зубом повинна перерізатися лезом в межах змін радіуса точки різання від  $R$  до  $\rho_0$

Виходячи з умови ковзаючого різання і параметрів процесу, для початку фази перерізання решток рівняння (9) можна записати:

$$\frac{2a(R-h) + b + \frac{R-h}{\sqrt{R^2 - (R-h)^2}}}{1 - 2a(R-h) \cdot b \cdot \frac{R-h}{\sqrt{R^2 - (R-h)^2}}} = f. \quad (12)$$

Отримане рівняння має в своєму складі дві невідомі – коефіцієнти  $a$  і  $b$ . Для їх визначення з початкових умов кінця фази різання підставимо параметри  $\rho = \rho_0$  і значення кута  $\varphi$  з рівняння (10) в рівняння (9) та отримаємо:

$$\frac{2a\rho_0 \cdot \cos[\gamma - \beta - \text{arcctgf}] + b + \text{ctg}[\gamma - \beta - \text{arcctgf}]}{1 - 2a\rho_0 \cdot \cos[\gamma - \beta - \text{arcctgf}] + b \cdot \text{ctg}[\gamma - \beta - \text{arcctgf}]} = f. \quad (13)$$

Рівняння (13) доповнює (12) для однозначного визначення величин невідомих коефіцієнтів  $a$  і  $b$ . Сумісне їх рішення рівнянь дає величини, що в свою чергу входять в рівняння кривої, яка описує форму леза ріжучого елемента.

Рішення рівнянь (12) і (13) можливо різними методами. Аналітичний підхід при послідовній підстановці невідомих є складним і проблематичним для практичної реалізації. Простіше рівняння вирішуються чисельним методом з використанням ЕОМ або графічним при побудові відповідних залежностей.

Для реалізації графічного методу будуються залежності  $a=f(b)$  для кожного із рівнянь. Пересічення графіків дає загальне рішення, що задовольняє як першому так і в другому рівнянню.

Отриманні вирази (12) і (13) можуть бути спрощенні введенням відповідних заміन:

$$A_1 = 2a(R-h);$$

$$B_1 = \frac{R-h}{\sqrt{R^2 - (R-h)^2}};$$

$$A_2 = 2a\rho_0 \cdot \cos[\gamma - \beta - \text{arcctgf}];$$

$$B_2 = \text{ctg}[\gamma - \beta - \text{arcctgf}].$$

Тоді система рівнянь, що вирішується для визначення коефіцієнтів  $a$  і  $b$  набуває вигляду:

$$\begin{cases} \frac{aA_1 + b + B_1}{1 - aA_1 + b \cdot B_1} = f. \end{cases} \quad (14)$$

$$\begin{cases} \frac{aA_2 + b + B_2}{1 - aA_2 + b \cdot B_2} = f. \end{cases} \quad (15)$$

Звідкіля залежність між коефіцієнтами для кожного із рівнянь визначається наступним чином:

$$a_i = \frac{f - b_i - B_i}{A_i(1 + b_i \cdot B_i \cdot f)}. \quad (16)$$

Графічна побудова залежностей згідно формули (16) для рівнянь системи представлено на рисунку 4. Графічне рішення не дає високої точності результату, однак для інженерних потреб може бути використано при практичному проектуванні ріжучих робочих органів. Більш точний результат може бути отриманий при використанні числових методів розрахунку реалізуємих на ЕОМ. Такий підхід вимагає відповідного програмування і рішення задачі в циклі підбору значень коефіцієнтів  $a_0$  і  $b_0$ , що відповідають сумісному рішенню.

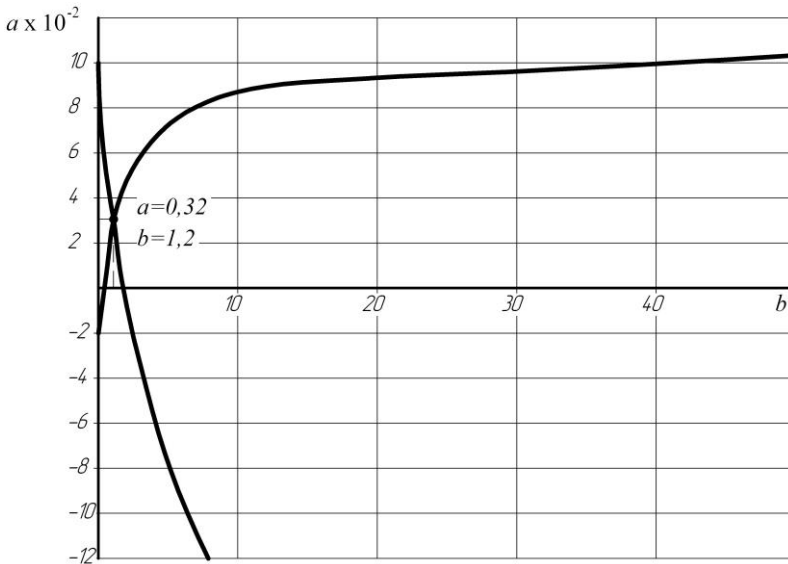


Рис. 4. Графічне рішення системи рівняння (14 і 15) при  $R=150\text{мм}$ ;  $h=50\text{мм}$ ;  $\gamma=27^\circ$ ;  $\beta=17^\circ$ ;  $f=0,5$

Отримані значення коефіцієнтів підставляються в початкове рівняння (4) для визначення залежності, що описує форму леза:

$$y = a_0 \cdot x^2 + b_0 \cdot x + c_0.$$

Коефіцієнт  $c_0$  визначається з умови коли  $x=0$ . Тоді  $y = c_0$ , і характеризує зміщення ріжучого елемента уздовж осі  $y$ . Це зміщення

може бути уточнено конструктивно виходячи з загальної компоновки конкретного зубчастого робочого органу сошника прямого посіву. Але необхідною умовою проектування робочого органу повинно бути те що фаза різання настає тільки після видалення і підводу рослинних решток до ріжучого елемента.

Проектування ріжучого елемента сошника прямого посіву ще в більшій мірі може бути спрощено при допущенні, що точка різання А (рис. 1.) переміщується поверхнею зуба з деякою постійною швидкістю, тобто її рух розглядається, як рівномірний. Тоді, сектор різання можна розділити на рівні дільниці кутового шага  $\Delta\varphi$ , а радіус на стільки ж дільниць зміни радіуса  $\Delta\rho$  в межах від  $R$  до  $\rho_0$ . В точках перетину кіл і радіусів будуються вектори швидкості  $V$ , під кутом  $\alpha$  до яких встановлюються дотичні  $\tau$ - $\tau$ . Сукупність дотичних визначає форму ріжучого робочого органу (рис. 5).

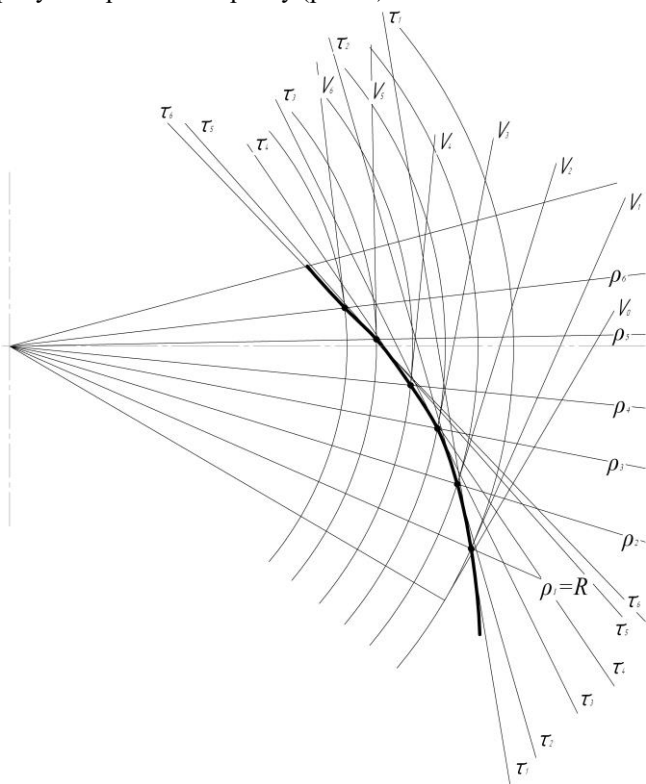


Рис. 5. Проектна форма ріжучого робочого органу

**Висновки.** Кращою формою ріжучого елемента прямого посіву сошника є така, що забезпечує ковзаюче різання рослинних решток і може бути отримана вирішенням рівнянь 14 і 15 чисельним або графоаналітичним методом при відповідних спрощеннях.

#### Література

1. Сисолін П.В., Свірень М.О., Лісовий І.О. Прямая сівба. Задачі і напрямки розвитку сошників для прямої сівби // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. „Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин”. - КНТУ, 2007. - Випуск 37. – С. 94 – 98.

2. Мордухович А. И. Прямой посев: достоинства, проблемы // Механизация и электрификация сельского хозяйства. - 1987. - №6. -С. 17-20.

3. С. Дж. Бейкер, К. Е. Сакстон и В. Р. Ритчи. Технология и посев. // Наука и практика. - Нью Йорк: САВІ Publishing, 2002. – 263с.

4. П.В.Сисолін. Звичайні підходи по створенню універсальних вітчизняних сівалок для сівби зернових культур. - Кіровоград: КОД, 2008. – 84 с.

5. Муртазина Г.Р. Обоснование параметров дискового рабочего органа сеялки для прямого посева // Механизация и электрификация сельского хозяйства. - 2008. - №5. – С. 4-5.

6. Лісовий І.О. Аналіз кінематики руху і обґрунтування конструктивних параметрів зубчастого диска-очисника для прямого посіву // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. „Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин”, - КНТУ, 2008. - Випуск 38. – С. 191-198.

7. Погорелов А.В. Аналитическая геометрия. - М.: Наука, 1978. – 208 с.



В. М. Булгаков, д.т.н.

Українська академія аграрних наук

І. В. Головач, к. ф.-м. н.

Національний університет біоресурсів і природокористування

## **ВИЗНАЧЕННЯ ДОПУСТИМИХ ЧАСТОТ КОЛИВАНЬ ВІБРАЦІЙНОГО ВИКОПУЮЧОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ З УМОВ НЕЗЛАМУВАННЯ КОРЕНЕПЛОДІВ ПРИ УДАРНИЙ ВЗАЄМОДІЇ**

*Отримані значення приведених мас та допустимих частот коливань вібраційного викопуючого робочого органу з умов незламування хвостової частини коренеплодів цукрового буряку при ударній взаємодії.*

**Постановка проблеми.** Вібраційне викопування коренеплодів цукрових буряків набуло широкого розповсюдження у багатьох бурякосіючих країнах. Воно має ряд переваг у порівнянні з іншими способами викопування, зокрема, значно менше накопичується ґрунт в робочому руслі копача та значно покращується процес оббивання налиплого ґрунту з поверхні коренеплодів. Тому саме цей технологічний процес потребує докладного аналітичного дослідження та подальшої розробки вдосконалених вібраційних викопуючих органів.

Стосовно бурякозбиральних машин необхідною умовою забезпечення якості виконання технологічного процесу є, у першу чергу, непошкодження коренеплодів при їх викопуванні. Цілком очевидно, що найбільша ймовірність пошкодження коренеплодів існує при наявності ударної взаємодії робочого органу бурякозбиральної машини з тілом коренеплоду, закріпленого у ґрунті. А тому виникає необхідність дослідити теоретично зазначену ударну взаємодію і на основі отриманих результатів визначити кінематичні і конструкційні параметри викопуючих робочих органів з умов непошкодження коренеплодів при їх вібраційному викопуванні.

**Аналіз досліджень і публікацій.** Фундаментальні теоретичні дослідження процесу вібраційного викопування коренеплодів здійснені у працях [1] – [6]. Проте ударна взаємодія вібраційного викопуючого органу з тілом коренеплоду, закріпленим у ґрунті, тут не розглядається. Лише в роботах [7] і [8] приведені деякі експериментальні результати ударної взаємодії маятникового копіра з

головкою коренеплоду. І, нарешті, у роботі [9] досліджена ударна взаємодія вібраційного викопуючого органу в момент його зустрічі з тілом коренеплоду, тобто в момент його наїзду на коренеплід.

**Мета дослідження.** На основі отриманих у роботі [9] результатів аналітичного дослідження ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду, закріпленим у ґрунті, обґрунтувати раціональні конструкційні і кінематичні параметри викопуючих робочих органів та виконання технологічного процесу викопування коренеплодів цукрових буряків з умов їхнього незламування.

**Результати дослідження.** У роботі [9] отриманий аналітичний вираз для знаходження, при заданій амплітуді, колової частоти коливань робочого органу з умов незламування хвостової частини коренеплоду при його ударній взаємодії з вібраційним викопуючим робочим органом:

$$\omega = \frac{I}{a \operatorname{tg} \beta} \left( \frac{[M_{\text{зг}}] t_{\text{юд.}}}{ABhm(I + \varepsilon)} - V_n \operatorname{tg} \gamma \right). \quad (1)$$

Тоді частота коливань робочого органу у герцах буде дорівнювати:

$$\nu = \frac{I}{2\pi a \operatorname{tg} \beta} \left( \frac{[M_{\text{зг}}] t_{\text{юд.}}}{ABhm(I + \varepsilon)} - V_n \operatorname{tg} \gamma \right). \quad (2)$$

де  $\nu$  – частота коливань робочого органу, Гц;  $m$  – приведена до точки удару маса робочого органу, кг;  $a$  – амплітуда коливань робочого органу, м;  $[M_{\text{зг}}]$  – допустимий для тіла коренеплоду згинальний момент, при якому не відбувається зламування коренеплоду, Нм;  $h$  – відстань від точки удару до точки умовного закріплення коренеплоду у ґрунті, м;  $\varepsilon$  – коефіцієнт відновлення при ударі;  $V_n$  – швидкість поступального руху копача, м/с;  $t_{\text{юд.}}$  – тривалість удару, с;  $\beta, \gamma$  – кутові параметри клина, град.;  $A, B$  – коефіцієнти, аналітичні вирази яких наведені в [9], що характеризують геометричні параметри робочого органу і умови виконання технологічного процесу.

На базі розробленої теорії ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з коренеплодом можна визначити досить широкий спектр допустимих частот коливань робочого органу з умов незламування коренеплодів при різних значеннях конструкційних і кінематичних параметрів вібраційного викопуючого робочого органу.

Для проведення розрахунку значення необхідних величин, що входять у вираз (2), вибираємо згідно [7], [8].

Важливим конструкційним параметром при визначенні ударної взаємодії є маса робочого органу, приведена до точки удару. Орієнтовний набір значень приведених мас можна отримати з виразу (2), якщо задати діапазони амплітуд і частот коливань вібраційних викопуючих робочих органів і поступальних швидкостей існуючих бурякозбиральних машин. Згідно [7] і [8] використовують наступні діапазони значень згаданих параметрів:

- амплітуда коливань робочого органу  $a = 8 \text{ мм} \dots 24 \text{ мм}$ ;
- частота коливань робочого органу  $\nu = 7,5 \dots 20,3 \text{ Гц}$ ;
- швидкість поступального руху копача  $V_{\Pi} = 1,4 \dots 2,2 \text{ м/с}$ .

З виразу (2) отримуємо вираз для підрахунку приведеної маси:

$$m = \frac{[M_{\text{з}}] t_{\text{yo}}}{ABh(1 + \varepsilon) (2\nu \pi a \operatorname{tg} \beta + V_{\Pi} \operatorname{tg} \gamma)}. \quad (3)$$

Розрахунки проводимо для різних значень глибини ходу робочого органу, зокрема для  $z = 0,08; 0,10; \dots 0,16 \text{ м}$  причому для трьох значень амплітуд:  $a = 0,008; 0,016 \text{ і } 0,024 \text{ м}$ .

Значення приведеної маси отримуємо як функцію від частоти  $\nu$  коливань робочого органу і швидкості  $V_{\Pi}$  поступального руху копача, тобто  $m = m(\nu, V_{\Pi})$ .

Таким чином, розраховані значення приведених мас забезпечать незламування коренеплоду при ударній взаємодії для конкретних значень глибини ходу, амплітуд і частот коливань робочого органу, а також конкретних значень поступальної швидкості копача.

Оскільки робоча глибина ходу викопуючих робочих органів у більшості випадків не перевищує  $0,10 \text{ м}$  [8], то наведемо приклад варіанту розрахунку для  $z = 0,10 \text{ м}$  і амплітуди  $a = 0,016 \text{ м}$ . Для даного випадку графік функції  $m = m(\nu, V_{\Pi})$  та відповідний контурний графік наведені на рис. 1.

При цьому частоти змінюються у межах  $\nu = 7,5 \dots 20,3 \text{ Гц}$ , а швидкості поступального руху копача – у межах  $V_{\Pi} = 1,4 \dots 2,2 \text{ м/с}$ .

Тенденція зменшення приведеної маси спостерігається при збільшенні амплітуди коливань робочого органу. Так, при  $z = 0,10 \text{ м}$  і амплітуді  $a = 0,008 \text{ м}$  приведені маси змінюються у межах  $m = 1,07 \dots 2,38 \text{ кг}$ , а при  $z = 0,10 \text{ м}$  і амплітуді  $a = 0,024 \text{ м}$  – у межах  $m = 0,45 \dots 1,11 \text{ кг}$ .

Приведена маса робочого органу також зменшується зі збільшенням глибини ходу робочого органу. Так, при амплітуді  $a = 0,016$  м і глибини ходу робочого органу  $z = 0,10$  м приведена маса змінюється у межах 0,63...1,51 кг, а при тій же амплітуді і глибині ходу робочого органу  $z = 0,12$  м – у межах 0,29...0,69 кг.

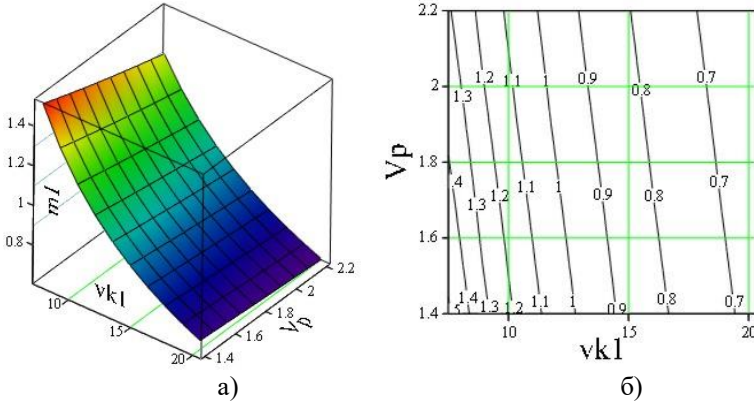


Рис.1. Поверхня (а) та контурний графік (б) значень приведеної до точки удару маси робочого органу  $m(\nu, V_p)$ , кг (глибина ходу робочого органу  $z = 0,10$  м; амплітуда коливань  $a = 0,016$  м)

Отриманий графік чітко відображає тенденцію зменшення приведеної маси робочого органу з ростом частоти коливань і швидкості поступального руху копача.

Результати розрахунків приведених мас при зміні частоти у межах  $\nu = 7,5...20,3$  Гц і швидкості поступального руху копача у межах  $V_p = 1,4...2,2$  м/с представлені у таблиці 1.

Таблиця 1. Результати розрахунків приведених мас робочого органу

Глибина ходу робочого органу, м	Значення приведених мас, кг		
	$a = 0,008$ м	$a = 0,016$ м	$a = 0,024$ м
0,08	2,00...4,45	1,18...2,82	0,83...2,07
0,10	1,17...2,38	0,63...1,51	0,45...1,11
0,12	0,49...1,08	0,29...0,69	0,20...0,50
0,14	0,17...0,37	0,10...0,24	0,07...0,17
0,16	0,03...0,07	0,02...0,05	0,01...0,03

Польовими експериментами встановлено, що критична енергія ударних імпульсів зламування хвостової частини коренеплодів

(діаметром 30...40 мм) складає 2,5...3,0 Дж [8]. Це відповідає глибині ходу робочого органу 0,10...0,12 м.

У першому наближенні енергія ударного імпульсу дорівнює кінетичній енергії робочого органу перед ударом. А тому з виразу:

$$m = \frac{2T}{V_{II}^2},$$

де  $m$  – приведена маса робочого органу;  $T$  – кінетична енергія робочого органу перед ударом;  $V_{II}$  – швидкість поступального руху копача.

Визначаємо приведену масу, при якій відбувається зламування коренеплоду. При  $V_{II} = 1,4$  м/с,  $m = 2,55$  кг; при  $V_{II} = 2,0$  м/с,  $m = 1,25$  кг; при  $V_{II} = 2,2$  м/с,  $m = 1,03$  кг. Отже отримані значення приведеної маси близькі до представлених у таблиці при  $z = 0,10$  м.

Таким чином, дані розрахунки надали можливість отримати досить широкий спектр значень приведених мас робочого органу. Звичайно, при розробці конкретного вібраційного викопуючого робочого органу, ми маємо справу з конкретним значенням приведеної маси. Проте, використовуючи результати наведених вище розрахунків, завжди можна сказати, який кінематичний режим руху робочого органу забезпечує дана приведена маса з умов незламування коренеплодів. Більш того, вибравши конкретне значення приведеної маси із отриманого спектру значень приведених мас (або близьке до нього), можна розрахувати значення допустимих частот для більш широкого спектру амплітуд, глибин ходу робочого органу, швидкостей поступального руху копача.

Дані розрахунки можна провести, використовуючи вираз (2).

Наприклад, вибираємо з табл.1 значення приведеної маси  $m = 1,5$  кг, яка належить діапазону приведених мас  $m = 1,17...2,38$  (глибина ходу робочого органу – 0,10 м, амплітуда коливань – 0,008 м).

За виразом (2) розраховуємо допустиму частоту коливань робочого органу як функцію від швидкості поступального руху копача і амплітуди коливань робочого органу, тобто  $\nu = \nu(V_{II}, a)$ . При цьому швидкість поступального руху копача змінюється у межах 1,4...2,2 м/с, а амплітуда – у межах 0,008...0,024 м.

Результати розрахунків наведено у таблиці 2.

Таблиця 2. Розрахокова допустима частота коливань робочого органу

Глибина ходу робочого органу, м	Інтервал зміни частоти коливань робочого органу, Гц
0,08	9,97...33,08
0,10	4,01...15,17
0,12	0,243...3,89

Як видно з таблиці 2, діапазон частот  $\nu = 0,243...3,89$  Гц забезпечує незламування коренеплодів на глибині ходу робочого органу 0,12 м і менше, діапазон частот  $\nu = 4,01...15,17$  Гц забезпечує незламування коренеплодів на глибині ходу робочого органу 0,10 м і менше, а діапазон частот  $\nu = 9,97...33,08$  Гц – на глибині ходу робочого органу 0,08 м і менше. Таким чином, теоретично можна розрахувати значення частот коливань робочого органу з умов незламування коренеплодів для досить широкого спектру кінематичних режимів роботи вібраційного викопуючого органу.

Нижче наведено графік функції  $\nu = \nu(V_p, a)$  та контурний графік для приведеної маси робочого органу  $m = 1,5$  кг та глибини ходу  $z = 0,10$  м (рис.2).

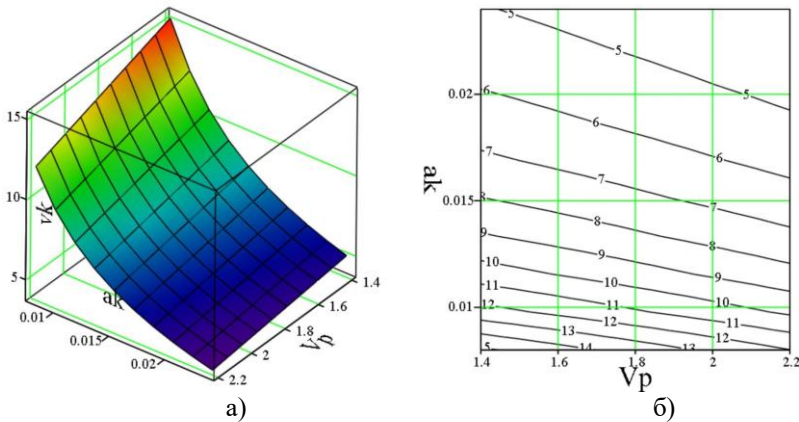


Рис.2. Поверхня (а) та контурний графік (б) значень допустимої частоти коливань робочого органу  $\nu = \nu(V_p, a)$ , Гц, за умови незламування коренеплодів при їх ударній взаємодії з робочим органом (глибина ходу робочого органу  $z = 0,10$  м; приведена маса робочого органу  $m = 1,5$  кг)

Як видно з наведеного графіка, допустима частота досить істотно залежить від амплітуди коливань робочого органу: зі збільшенням амплітуди коливань допустима частота різко зменшується. Допустима частота коливань також зменшується зі зростанням швидкості поступального руху копача.

Отже, розроблена теорія ударної взаємодії робочого органу з закріпленим у ґрунті коренеплодом дає можливість з допомогою персонального комп'ютера розрахувати досить широкий спектр кінематичних режимів роботи вібраційного викопуючого робочого органу з урахуванням його конструкційних і технологічних параметрів з умов незламування хвостової частини коренеплодів.

**Висновки.** 1. З умов незламування хвостової частини коренеплодів отримано вираз для визначення допустимої частоти коливань вібраційного викопуючого робочого органу з урахуванням його конструкційних параметрів та поступальної швидкості руху бурякозбиральної машини.

2. Визначено досить широкий спектр приведених мас та допустимих частот коливань вібраційного викопуючого робочого органу з умов незламування хвостової частини коренеплодів.

#### Література

1. Василенко П.М., Погорельый Л.В., Брей В.В. Вибрационный способ уборки корнеплодов // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства, 1970, №2. – С. 9-13.

2. Булгаков В.М., Головач І.В., Войтюк Д.Г. Теорія вібраційного викопування коренеплодів // Збірник наукових праць Національного аграрного університету “Механізація сільськогосподарського виробництва”. – 2003. - Том XIV. – С. 34-86.

3. Булгаков В.М., Головач І.В., Войтюк Д.Г. Теорія поперечних коливань коренеплоду при вібраційному викопуванні // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. - Випуск 18. - Мелітополь, 2004. – С. 8-24.

4. Булгаков В.М., Головач І.В. Про вимушені поперечні коливання тіла коренеплоду при вібраційному викопуванні // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка: Збірник наукових праць. - Випуск 39. - ХНТУСГ, 2005. – С. 23-39.

5. Булгаков В.М., Головач І.В. Теоретичне дослідження повздовжніх коливань коренеплоду у ґрунті як у пружному середовищі при вібраційному викопуванні // Вісник Харківського національного

технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка: Збірник наукових праць. - Випуск 44, том 2. - Харків: ХНТУСГ, 2006. – С. 131-155.

6. Головач І.В. Теорія безпосереднього вилучення коренеплоду з ґрунту при вібраційному викопуванні // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка: Збірник наукових праць. - Випуск 44, том 2. - Харків: ХНТУСГ, 2006. – С. 77-100.

7. Свеклоубочные машины (конструирование и расчет) / Л.В. Погорелый, Н.В. Татьяна, В.В. Брей и др.; под общ. ред. Л.В. Погорелого. – К.: Техніка, 1983. – 168 с.

8. Погорелый Л.В., Татьяна Н.В. Свеклоуборочные машины (история, конструкция, теория, прогноз). – К.: Феникс, 2004. – 232 с.

9. Адамчук В.В., Булгаков В.М., Головач І.В. Теорія ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з коренеплодом цукрового буряка, закріпленим у ґрунті // Механізація та електрифікація с/г: Міжвід. темат. наук. зб. – Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ» УААН, 2008. – Вип. №92. – С. – 26-42.

УДК 631.356.42

Г. А. Герасимчук

Луцький національний технічний університет

В. М. Барановський, к. т. н.

Національний університет біотехнологій і природокористування України

## **ВИКОПУВАННЯ ВОРОХУ КОРЕНЕПЛОДІВ КОМБІНОВАНИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ**

*У статті наведено теоретичні залежності, які характеризують зміну секундних подач складових компонентів домішок вороху коренеплодів, який викопується комбінованим однодисковим сферичним копачем залежно від параметрів диска, урожайності коренеплодів і умов роботи копача.*

**Постановка проблеми.** Головним критерієм вимушеного застосування у сучасних коренезбиральних машинах складних багатоетапних конструкцій очисників вороху є значна секундна подача



на їх робочі органи ґрунтових і рослинних домішок, які викопуються робочими органами копачів. У цьому плані головним резервом удосконалення збиральних машин є інтенсифікація процесу викопування коренеплодів із максимальним відокремленням від них ґрунтових і рослинних домішок за рахунок застосування активних комбінованих викопуючих робочих органів [1].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Результати досліджень, які наведено у працях [2, 3] характеризують результати теоретичного аналізу зміни загальної секундної подачі та загальних подач ґрунтових і рослинних домішок комбінованим однодисковим сферичним копачем.

Відсутність подальших досліджень секундних подач безпосередньо складових компонентів ґрунтових (вільного та налиплого на коренеплодах ґрунтів) і рослинних (вільних рослинних домішок та залишків гички на головках) домішок, які дають більш повне уявлення про технологічну ефективність використання комбінованого копача, зумовила проведення даних досліджень.

**Мета дослідження.** Метою дослідження є подальший розвиток методів оптимізації технологічних параметрів процесу функціонування викопуючих робочих органів.

**Результати дослідження.** Технологічна ефективність роботи комбінованого однодискового сферичного копача [4] регламентована ступенем зменшення секундних подач складових компонентів домішок вороху коренеплодів за рахунок часткового видалення вільного та налиплого ґрунтів, бур'янів і залишків гички на головках коренеплодів, яке відбувається у процесі їх взаємодії з очисними елементами приводного вала копача, який встановлено у робочій зоні викопуючого сферичного диска [5].

Технологічну ефективність роботи комбінованого викопуючого робочого органу виразимо через коефіцієнти, які регламентують ступінь зменшення загальної секундної подачі домішок вороху коренеплодів  $Q_2$  ( $M_2$ ) і мас складових компонентів домішок вороху  $M_{2\rho}$ ,  $M_{2n}$ ,  $M_{2v}$ ,  $M_{2z}$ , які подаються на наступні очисні системи при їх викопуванні комбінованим копачем відносно відповідних показників  $Q_1$  ( $M_1$ ),  $M_{1\rho}$ ,  $M_{1n}$ ,  $M_{1v}$ ,  $M_{1z}$  сферичного диска, при цьому загальний коефіцієнт  $k$  і коефіцієнти  $k_\rho$ ,  $k_n$ ,  $k_v$ ,  $k_z$ , які враховують ступінь зниження складових компонентів домішок, виразимо як відношення мас домішок, які подаються на наступні очисні системи комбінованим викопуючим робочим органом і одностороннім сферичним диском, тобто

$$Q_2 = M_2 = M_{2\rho} + M_{2n} + M_{2v} + M_{2z} = M_1 k =$$

$$= M_{1\rho} k_\rho + M_{1n} k_n + M_{1v} k_v + M_{1z} k_z, \quad (1)$$

де  $Q_2$ ,  $M_2$  - відповідно загальна секундна подача домішок та маса домішок, які подаються комбінованим копачем на наступні очисні системи за 1 с, кг/с;  $M_{2\rho}$ ,  $M_{2n}$ ,  $M_{2v}$ ,  $M_{2z}$  - відповідно маса вільного та налиплого ґрунтів, вільних рослинних домішок і залишків гички на головках тіла коренеплодів, які подаються комбінованим копачем на наступні очисні системи за 1 с, кг/с;  $k$  - загальний коефіцієнт, який враховує ступінь зниження маси домішок, які подаються комбінованим копачем на наступні очисні системи за 1 с відносно маси домішок, які викопуються одностороннім сферичним диском;  $k_\rho$ ,  $k_n$ ,  $k_v$ ,  $k_z$  - коефіцієнти, які враховують ступінь зниження відповідних мас складових компонентів домішок вороху коренеплодів.

Після визначення загального об'єму простору канавки  $V_L$ , об'єму, який займають підземні частини коренеплодів, і маси налиплого ґрунту на коренеплодах, які розташовані у просторі канавки, було одержано залежність, яка характеризує зміну секундної подачі загальних домішок  $Q_2$  вороху коренеплодів комбінованим викопуючим робочим органом до наступних очисних систем:

- при викопуванні коренеплодів конусної форми

$$Q_2^k = k \rho V_k \sin \alpha \left[ 0,25 D^2 \arccos \frac{h}{D} - \sqrt{h(D-h)} \times \right.$$

$$\left. \times \left( 2h - \frac{0,2 + 0,36 W_g}{\rho} \right) - \frac{\pi n_k h^3 \operatorname{tg}^2(\varphi/2)}{3 \sin \alpha} \right]; \quad (2)$$

- при викопуванні коренеплодів циліндричної форми

$$Q_2^h = k \rho V_k \sin \alpha \left[ 0,25 D^2 \arccos \frac{h}{D} - \sqrt{h(D-h)} \times \right.$$

$$\left. \times \left( 2h - \frac{0,2 + 0,36 W_g}{\rho} \right) - \frac{\pi n_k D_k^2}{12 \sin \alpha} (h + 2h_{up}) \right], \quad (3)$$

де  $\rho$  - питома маса ґрунту, кг/м<sup>3</sup>;  $V_k$  - швидкість руху копача, м/с;  $\delta$  - товщина шару рівномірно розподіленого ґрунту по бічній поверхні, м;  $D$  - діаметр сферичного диска, м;  $\alpha$  - кут атаки сферичного диска, град.;  $h$  - глибина канавки або глибина ходу сферичного диска, м;  $\varphi$  - кут конуса росту коренеплоду, м;  $D_k$  - діаметр головки коренеплоду,

м;  $h_{у\rho}$  - висота циліндричної частини тіла коренеплоду, який залягає у ґрунті, м;  $W_g$  - урожайність гички коренеплодів, кг/м<sup>2</sup>.

Складові компонентів домішок визначаються при:

1. секундній подачі вільного  $Q_{2\rho}$  і налиплого  $Q_{2n}$  ґрунтів:

- для коренеплодів конусної форми

$$\left. \begin{aligned} Q_{2\rho}^k &= k_\rho \rho V_k \sin \alpha \left[ \left( 0,25D^2 \arccos \frac{h}{D} - 2h\sqrt{h(D-h)} \right) - \right. \\ &\quad \left. - \frac{\pi n_k h^2 \operatorname{tg}(\varphi/2)}{\sin \alpha} \left( \frac{h \operatorname{tg}(\varphi/2)}{3} + \frac{\delta}{\cos(\varphi/2)} k_n \right) \right]; \\ Q_{2n}^k &= k_n \rho \frac{\pi n_k j_\rho h^2 \operatorname{tg}(\varphi/2) \delta}{\cos(\varphi/2)}, \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

- для коренеплодів циліндричної форми

$$\left. \begin{aligned} Q_{2\rho}^y &= k_\rho \rho V_k \sin \alpha \left[ \left( 0,25D^2 \arccos \frac{h}{D} - 2h\sqrt{h(D-h)} \right) - \right. \\ &\quad \left. - \frac{\pi n_k D_k}{\sin \alpha} \left[ \frac{h+2h_{у\rho}}{12} + \delta \left( \frac{D_k}{4 \operatorname{tg}(\varphi/2)} + h_{у\rho} \right) k_n \right] \right]; \\ Q_{2n}^y &= k_n \rho \pi n_k j_\rho D_k \delta \left( \frac{D_k}{4 \operatorname{tg}(\varphi/2)} + h_{у\rho} \right), \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

2. секундній подачі вільних рослинних домішок  $Q_{2v}$  і залишків гички на головках коренеплодів  $Q_{2z}$ :

$$\left. \begin{aligned} Q_{2v} &= 0,2k_v V_k \sin \alpha \sqrt{h(D-h)} (1+W_g); \\ Q_{2z} &= 0,16k_z V_k W_g \sin \alpha \sqrt{h(D-h)}. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Враховуючи (1), було одержано математичну модель технологічної ефективності роботи комбінованого однодискового сферичного копача, яка характеризується коефіцієнтом  $k$ , що регламентує залежність ступеня зниження секундної подачі домішок вороху коренеплодів комбінованим викопуючим робочим органом відносно одностороннього сферичного диска від параметрів диска, розмірно-масових характеристик кормових буряків і умов роботи копача:

- при викопуванні коренеплодів конусної форми

$$\begin{aligned}
k_k = & \left[ \left( 0,25D^2 \arccos \frac{h}{D} - 2h\sqrt{h(D-h)} \right) k_\rho - \right. \\
& - \frac{\pi n_k h^2 \operatorname{tg}(\varphi/2)}{\sin \alpha} \left( \frac{h \operatorname{tg}(\varphi/2)}{3} k_\rho + \frac{\delta(k_\rho - 1)}{\cos(\varphi/2)} k_n \right) + \\
& \left. + \frac{0,2\sqrt{h(D-h)}}{\rho} [k_v + W_g(k_v + 0,8k_z)] \right] \div \\
& \div \left[ 0,25D^2 \arccos \frac{h}{D} - \sqrt{h(D-h)} \left( 2h - \frac{0,2 + 0,36W_g}{\rho} \right) - \right. \\
& \left. - \frac{\pi n_k h^3 \operatorname{tg}^2(\varphi/2)}{3 \sin \alpha} \right]; \tag{7}
\end{aligned}$$

- при викопуванні коренеплодів циліндричної форм

$$\begin{aligned}
k_y = & \left[ \left( 0,25D^2 \arccos \frac{h}{D} - 2h\sqrt{h(D-h)} \right) k_\rho - \right. \\
& - \frac{\pi n_k D_k}{\sin \alpha} \left[ \frac{(h + 2h_{y\rho})}{12} k_\rho + \delta \left( \frac{D_k}{4 \operatorname{tg}(\varphi/2)} + h_{y\rho} \right) k_n (k_\rho - 1) \right] + \\
& \left. + \frac{0,2\sqrt{h(D-h)}}{\rho} [k_v + W_g(k_v + 0,8k_z)] \right] \div \\
& \div \left[ 0,25D^2 \arccos \frac{h}{D} - \sqrt{h(D-h)} \left( 2h - \frac{0,2 + 0,36W_g}{\rho} \right) - \right. \\
& \left. - \frac{\pi n_k j_p D_k^2}{12} (h + 2h_{y\rho}) \right]. \tag{8}
\end{aligned}$$

Для практичного використання наведених залежностей (2-6) і для розрахунку загальної секундної подачі домішок  $Q_{2i}$  і секундних подач складових компонентів домішок  $Q_{2\rho_i}$ ,  $Q_{2n_i}$  вороху коренеплодів залежно від безпосередньої реальної врожайності коренеплодів  $U_k$ , яка виробничо характеризує розмірно-масові параметри коренеплодів, виконаємо перетворення складових даних залежностей.

Виразимо  $Q_2$  через  $Q_1$  і загальний коефіцієнт домішок  $k$ , а  $Q_{2\rho}$ ,  $Q_{2n_i}$  – через відповідні секундні подачі складових компонентів домішок  $Q_{1\rho_i}$ ,  $Q_{1n_i}$  і відповідні коефіцієнти  $k_\rho$ ,  $k_n$ . Тоді

$$\left. \begin{aligned} Q_2 &= kQ_1 = k \left[ \rho \left( V_L - \sum_{i=1}^N V_{n.k_i} \right) + Q_{1v} + Q_{1z} \right]; \\ Q_{2\rho_i} &= k_\rho Q_{1\rho_i} = k_\rho \rho \left( V_L - \sum_{i=1}^N V_{n.k_i} - \sum_{i=1}^N V_{n_i} \right); \\ Q_{2n_i} &= k_n Q_{1n_i} = k_n \rho \delta \sum_{i=1}^N V_{n_i}. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Крім того, виразимо  $Q_{2_i}$ ,  $Q_{2\rho_i}$  через відповідні секундні подачі складових компонентів домішок  $Q_{1\rho_i}$ ,  $Q_{1n_i}$ ,  $Q_{1v}$ ,  $Q_{1z}$  і відповідні коефіцієнти  $k_\rho$ ,  $k_n$ ,  $k_v$ ,  $k_z$ , тобто

$$Q_{2_i} = \rho \left[ (V_L - V_{1n.k} n_k j_p) k_\rho - V_{1n} n_k j_p k_n (k_\rho - 1) \right] + 0,2 F_L [k_v + W_g (k_v + 0,8 k_z)]; \quad (10)$$

$$Q_{2\rho_i} = k_\rho \left\{ \rho [V_L - n_k j_p (V_{1n.k} + k_n V_{1n})] \right\}, \quad (11)$$

при цьому загальний об'єм підземних частин коренеплодів  $\sum_{i=1}^N V_{n.k_i}$  і загальну масу налиплиго ґрунту на поверхні підземних частин коренеплодів  $\sum_{i=1}^N V_{n_i}$ , які залягають у просторі канавки, виразимо через

загальну масу підземних частин коренеплодів  $\sum_{i=1}^N M_{n.k_i}$ , яку в подальшому виразимо через приведену урожайність підземних частин коренеплодів  $U_{k\rho}$ . У свою чергу, наведену урожайність підземних частин коренеплодів  $U_{k\rho}$  виразимо через урожайність коренеплодів  $U_k$  з врахуванням коефіцієнта пропорційності  $C_{U_k}$ , який характеризує частку урожайності підземних частин коренеплодів  $U_{k\rho}$  до урожайності  $U_k$ .

Для цього у рівнянні (9) позначимо

$$V_{In.k} n_k j_p = \sum_{i=1}^N V_{n.k_i} = M_{n.k} / \rho_k ; V_{In} n_k j_p = \sum_{i=1}^N V_n = M_n / \rho ; \quad (12)$$

$$M_{n.k} = U_{k\rho} / F_L \rho_k ; M_{I_p} = S_n \delta n_k j_p \rho ; U_{k\rho} = U_k C_{U_k} ; M_k = U_k / F_L , \quad (13)$$

де  $M_{n.k}$ ,  $M_k$ ,  $M_n$  - загальні маса підземних частин, маса коренеплодів і маса налиплого ґрунту на підземних частинах коренеплодів, які знаходяться у просторі канавки, кг;  $U_{k\rho}$  - приведена урожайність підземних частин коренеплодів, кг/м<sup>2</sup>;  $C_{U_k}$  - коефіцієнт пропорційності відношення урожайності підземних частин коренеплодів  $U_{k\rho}$  до урожайності коренеплодів  $U_k$ .  $U_k$  - урожайність коренеплодів, кг/м<sup>2</sup>.

Тоді згідно з (12), (13) будемо мати:

$$V_{In.k} n_k j_p = \frac{U_{k\rho}}{F_L \rho_k} = \frac{U_{k\rho}}{2V_k \rho_k \sin \alpha \sqrt{h(D-h)}} = \frac{U_k C_{U_k}}{2V_k \rho_k \sin \alpha \sqrt{h(D-h)}} ; \quad (14)$$

$$V_{In}^k n_k j_n = \frac{\pi h \delta}{\cos(\varphi/2)} \sqrt{\frac{3U_k C_{U_k}}{2\pi h \rho_k \sin \alpha \sqrt{h(D-h)}}} ; \quad (15)$$

$$V_{In}^u n_k j_n = \pi (h + h_{u\rho}) \delta \sqrt{\frac{3U_k C_{U_k}}{2\pi (h + 2h_{u\rho}) \rho_k \sin \alpha \sqrt{h(D-h)}}} . \quad (16)$$

Підставивши відповідні значення рівнянь (14), (15) і (16) у відповідні рівняння (9-11) та врахувавши відповідні значення (12), одержимо теоретично-розрахункові детерміновані математичні моделі, які характеризують взаємозв'язок зміни надходження загальних домішок  $Q_2$  і складових компонентів домішок  $Q_{2\rho}$ ,  $Q_{2n_i}$  залежно від параметрів комбінованого викопуючого робочого органу, урожайності коренеплодів  $U_k$  і гички  $W_g$  та умов роботи копача:

- секундної подачі загальних домішок  $Q_2$  і вільного ґрунту  $Q_{2\rho}$

$$Q_2 = k \rho V_k \sin \alpha \left[ \left( 0,25 D^2 \arccos \frac{h}{D} - 2h \sqrt{h(D-h)} \right) - \frac{U_k C_{U_k}}{2V_k^2 \rho \rho_k \sin^2 \alpha \sqrt{h(D-h)}} + \frac{0,2 \sqrt{h(D-h)}_k (1 + 0,8 W_g)}{\rho} \right] ;$$

$$Q_{2\rho}^k = k_\rho \rho V_k \sin \alpha \left[ \left( 0,25D^2 \arccos \frac{h}{D} - 2h\sqrt{h(D-h)} \right) - \frac{U_k C_{U_k}}{2V_k^2 \rho \rho_k \sin^2 \alpha \sqrt{h(D-h)}} - \frac{\pi h \delta}{\cos(\varphi/2) V_k \sin \alpha \sqrt{2\pi h \rho_k \sin \alpha \sqrt{h(D-h)}}} \right]; \quad (17)$$

$$Q_{2\rho}^u = k_\rho \rho V_k \sin \alpha \left[ \left( 0,25D^2 \arccos \frac{h}{D} - 2h\sqrt{h(D-h)} \right) - \frac{U_k C_{U_k}}{2V_k^2 \rho \rho_k \sin^2 \alpha \sqrt{h(D-h)}} - \frac{\pi(h+h_{\text{ч}\rho})\delta}{V_k \sin \alpha \sqrt{2\pi(h+2h_{\text{ч}\rho})\rho_k \sin \alpha \sqrt{h(D-h)}}} \right],$$

- секундної подачі налиплого ґрунту при викопуванні коренеплодів конусної  $Q_{2n}^k$  і циліндричної  $Q_{2n}^u$  форми

$$\left. \begin{aligned} Q_{2n}^k &= k_n \rho \delta^2 \frac{\pi h}{\cos(\varphi/2)} \sqrt{\frac{3U_k C_{U_k}}{2\pi h \rho_k \sin \alpha \sqrt{h(D-h)}}}; \\ Q_{2n}^u &= k_n \rho \pi \delta^2 (h+h_{\text{ч}\rho}) \sqrt{\frac{3U_k C_{U_k}}{2\pi(h+2h_{\text{ч}\rho})\rho_k \sin \alpha \sqrt{h(D-h)}}} \end{aligned} \right\}. \quad (18)$$

Для проведення аналізу зміни загальної секундної подачі домішок  $Q_2$  через зміну відповідних складових компонентів домішок підставимо значення рівнянь (14-16) у залежність (10), тобто

$$Q_2^k = \rho V_k \sin \alpha \left[ \left[ \left( 0,25D^2 \arccos \frac{h}{D} - 2h\sqrt{h(D-h)} \right) - \frac{U_k C_{U_k}}{2V_k^2 \rho_k \sin^2 \alpha \sqrt{h(D-h)}} \right] k_\rho - \frac{\pi h \delta}{V_k \sin \alpha \cos(\varphi/2)} \times \sqrt{\frac{3U_k C_{U_k}}{2\pi h \rho_k \sin \alpha \sqrt{h(D-h)}}} \times \right. \\ \left. \times k_n (k_\rho - 1) + \frac{0,4}{\rho} \sqrt{h(D-h)} [k_v + W_g (k_v + 0,8k_z)] \right]; \quad (19)$$

$$\begin{aligned}
Q_2^y = \rho V_k \sin \alpha & \left[ \left[ \left( 0,25D^2 \arccos \frac{h}{D} - 2h\sqrt{h(D-h)} \right) - \right. \right. \\
& \left. \left. - \frac{U_k C_{U_k}}{2V_k^2 \rho_k \sin^2 \alpha \sqrt{h(D-h)}} \right] k_\rho - \frac{\pi(h+h_{u\rho})\delta^2}{V_k \sin \alpha} \times \right. \\
& \times \sqrt{\frac{3U_k C_{U_k}}{2\pi(h+2h_{u\rho})\rho_k \sin \alpha \sqrt{h(D-h)}}} k_n (k_\rho - 1) + \\
& \left. + \frac{0,4}{\rho} \sqrt{h(D-h)} [k_v + W_g (k_v + 0,8k_z)] \right]. \quad (20)
\end{aligned}$$

Виразивши загальний об'єм підземних частин коренеплодів, які залягають у просторі канавки, або складові  $\sum_{i=1}^N V_{n.k_i}$  через урожайність коренеплодів  $U_k$  згідно з даними рівняннями (15), (16) і виконавши відповідні перетворення та спрощення, одержимо теоретично-розрахункову залежність, яка характеризує зміну загальної секундної подачі домішок  $Q_i$  одностороннім сферичним диском до наступних очисних систем коренезбиральної машини залежно від конструктивних параметрів диска, урожайності кормових буряків і умов роботи копача:

$$\begin{aligned}
Q_i^k = \rho V_k \sin \alpha & \left[ 0,25D^2 \arccos \frac{h}{D} - \sqrt{h(D-h)} \left( 2h - \frac{0,2 + 0,36W_g}{\rho} \right) - \right. \\
& \left. - \frac{\pi h \delta}{\sin \alpha \cos(\varphi/2)} \sqrt{\frac{3U_k C_{U_k}}{2\pi h \rho_k \sin \alpha \sqrt{h(D-h)}}} \right], \quad (21)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
Q_i^y = \rho V_k \sin \alpha & \left[ 0,25D^2 \arccos \frac{h}{D} - \sqrt{h(D-h)} \left( 2h - \frac{0,2 + 0,36W_g}{\rho} \right) - \right. \\
& \left. - \frac{\pi(h+h_{u\rho})\delta}{\sin \alpha} \sqrt{\frac{3U_k C_{U_k}}{2\pi(h+2h_{u\rho})\rho_k \sin \alpha \sqrt{h(D-h)}}} \right]. \quad (22)
\end{aligned}$$

Тоді математична модель технологічної ефективності роботи комбінованого однодискового сферичного копача, яка характеризується коефіцієнтом  $k$ , що регламентує залежність зміни ступеня зниження загальної секундної подачі домішок вороху



коренеплодів  $Q_2$  комбінованим викопуючим робочим органом відносно загальної секундної подачі домішок вороху  $Q_1$  одностороннім сферичним диском від його параметрів, урожайності буряків і умов роботи копача, приймає вигляд:

- при викопуванні коренеплодів конусної форми

$$\begin{aligned}
 k_k = & \left[ \left( 0,25D^2 \arccos \frac{h}{D} - 2h\sqrt{h(D-h)} \right) - \frac{U_k C_{U_k}}{2V_k^2 \rho_k \sin^2 \alpha \sqrt{h(D-h)}} \right] \times \\
 & \times k_\rho - \frac{\pi h \delta}{V_k \sin \alpha \cos(\varphi/2)} \sqrt{\frac{3U_k C_{U_k}}{2\pi h \rho_k \sin \alpha \sqrt{h(D-h)}}} k_n (k_\rho - 1) + \\
 & + \frac{0,4}{\rho} \sqrt{h(D-h)} [k_v + W_g (k_v + 0,8k_z)] \div \\
 & \div \left[ 0,25D^2 \arccos \frac{h}{D} - \sqrt{h(D-h)} \left( 2h - \frac{0,2 + 0,36W_g}{\rho} \right) - \right. \\
 & \left. - \frac{\pi h \delta}{\sin \alpha \cos(\varphi/2)} \sqrt{\frac{3U_k C_{U_k}}{2\pi h \rho_k \sin \alpha \sqrt{h(D-h)}}} \right]; \quad (23)
 \end{aligned}$$

- при викопуванні коренеплодів циліндричної форми

$$\begin{aligned}
 k_u = & \left[ \left( 0,25D^2 \arccos \frac{h}{D} - 2h\sqrt{h(D-h)} \right) - \frac{U_k C_{U_k}}{2V_k^2 \rho_k \sin^2 \alpha \sqrt{h(D-h)}} \right] \times \\
 & \times k_\rho - \frac{\pi (h + h_{u\rho}) \delta^2}{V_k \sin \alpha} \sqrt{\frac{3U_k C_{U_k}}{2\pi (h + 2h_{u\rho}) \rho_k \sin \alpha \sqrt{h(D-h)}}} k_n (k_\rho - 1) + \\
 & + \frac{0,4}{\rho} \sqrt{h(D-h)} [k_v + W_g (k_v + 0,8k_z)] \div \\
 & \left[ 0,25D^2 \arccos \frac{h}{D} - \sqrt{h(D-h)} \left( 2h - \frac{0,2 + 0,36W_g}{\rho} \right) - \right. \\
 & \left. - \frac{\pi (h + h_{u\rho}) \delta}{\sin \alpha} \sqrt{\frac{3U_k C_{U_k}}{2\pi (h + 2h_{u\rho}) \rho_k \sin \alpha \sqrt{h(D-h)}}} \right]. \quad (24)
 \end{aligned}$$

**Висновки.** Таким чином, на основі проведеного аналізу технологічного процесу викопування коренеплодів кормових буряків комбінованим викопуючим робочим органом одержано теоретично-розрахункові детерміновані математичні моделі, які характеризують технологічну ефективність роботи копача, або загального коефіцієнта домішок  $k$ , що враховує ступінь зниження секундної подачі до наступних очисних транспортно-технологічних систем коренезбиральної машини, загальних домішок і їх окремих складових компонентів залежно від параметрів сферичного диска, розмірних характеристик коренеплодів та умов роботи копача порівнянно з відповідними показниками роботи однодискового сферичного копача.

Наведені теоретично-розрахункові залежності є невід'ємними вихідними положеннями при подальшому розрахунку й обґрунтуванні конструктивно-кінематичних і технологічних параметрів роботи очисників вороху коренеплодів та їх транспортно-технологічних систем і коренезбиральної машини в цілому.

#### Література

1. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз / Л.В. Погорельый, М.В. Татьяна. – К.: Феникс, 2004. – 232 с.
2. Барановський В.М. Результати теоретично-експериментальних досліджень секундної подачі вороху коренеплодів // Вісник ХНТУСГ. – Вип. 75. “Механізація сільськогосподарського виробництва”. – Том 1. – Харків, 2008. – С. 111-120.
3. Барановський В.М., Рамш В.Ю. Оптимізаційні математичні моделі процесу викопування вороху коренеплодів пасивним сферичним диском // Вісник Льв. нац. агр. університету “Агроінженерні дослідження”. – Львів, 2008. – № 12, т. 2. – С. 337-349.
4. Барановський В.М. Конструктивно-технологічні принципи застосування адаптивного викопувального робочого органу коренезбиральної машини // Науковий вісник НАУ. Зб. наук. праць. - Випуск 73, частина 1. - 2004. – С. 249-255.
5. Пат. 19526 Україна, МКИ<sup>7</sup> А 01 Д 25/04. Пристрій для викопування коренеплодів / Барановський В.М., Паньків М.Р., Герасимчук Г.А., Маранда С.А.; заявник і власник Національний аграрний університет. – № у 2006 07381; заявл. 03.07.2006.; опубл. 15.12.2006. Бюл. № 12.

*Рецензент д.т.н., проф. В.Д. Рудь*

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ДИСКОВИХ ҐРУНТООБРОБНИХ ЗНАРЯДЬ**

*Наведено результати зносостійкості робочих органів дискових ґрунтообробних знарядь (ДГЗ), зміцнених електроерозійним способом залежно від режимних показників нанесення.*

**Постановка проблеми.** В структурі парку сільськогосподарських машин України дискові борони займають близько 40% від загальної кількості ґрунтообробних знарядь [1]. Причому якість їх роботи в значній мірі залежить від конструктивних параметрів дискових робочих органів. Як відомо, в процесі роботи номінальні розміри диска в результаті спрацювання зазнають змін, що значно впливає на всі показники технологічного процесу. А так як обробіток ґрунту в сільському господарстві носить сезонний характер, то відповідно це потребує високої зносостійкості робочих органів. Вирішення цього питання можливе шляхом створення конкурентно спроможних технологій зміцнення деталей вітчизняної та зарубіжної сільськогосподарської техніки при їх відновленні та виготовленні [2].

**Аналіз останніх досліджень.** Електроерозійна обробка входить в сучасні технології як один з перспективних способів виготовлення і обробки деталей з важкооброблюваних матеріалів, що дозволить зменшити трудомісткість і вартість процесів виготовлення та обробки.

Першим, хто описав процес ерозії металів під дією електричного струму, був англійський вчений Дж. Прістлі (в кінці 18 ст.). Перша електроерозійна установка була створена радянськими вченими Б.Р. Лазаренком і Н.І Лазаренком ( 1943 р.) [3]. В подальшому розвитку теорії і практики електроерозійної обробки присвятили свої роботи В.Н. Золотих, А.С. Зігерман, А.Л. Лівшиц, В.В. Євсєєв, Є.М. Левінсон, Л.С. Палаткін, Б.А. Красюк, Г.Н. Мещеряков та інші [4].

Електроерозійна обробка полягає в зміні форми, розмірів, шорсткості і властивостей поверхні заготовок під дією електричних розрядів в результаті електричної ерозії (ГОСТ 25331-82).

Така обробка характеризується рядом позитивних особливостей:

- практичною незалежністю швидкості, якості і продуктивності обробки від фізико-механічних властивостей оброблюваних матеріалів;
- відсутністю необхідності в спеціальних інструментах або абразивах більш твердих, ніж оброблюваний матеріал;
- значним скороченням витрат матеріалів;
- відносною нескладністю технологій;
- можливістю місцевої обробки виробів великих габаритів без застосування спеціальних великих верстатів;
- перспективою повної механізації й автоматизації;
- високою продуктивністю і економічною ефективністю, зниженням трудомісткості обробки.

Але, незважаючи на позитивні сторони, елелектроерозійна обробка не набула широкого застосування в промисловості, тому що:

- не вивченні питання впливу якості поверхні на працездатність деталей;
- можливість виникнення внутрішніх напружень;
- не можливо керувати якістю поверхні з отриманням характеристик в заданому співвідношенні [4].

А тому, зважаючи на всі вищенаведені недоліки електроерозійної обробки, в промисловості її застосовують лише для попередньої (чорнової) обробки.

В теперішній час відомі і застосовуються наступні основні способи електроерозійної обробки: електроіскровий, електроімпульсний та електроконтактний (рис. 1).

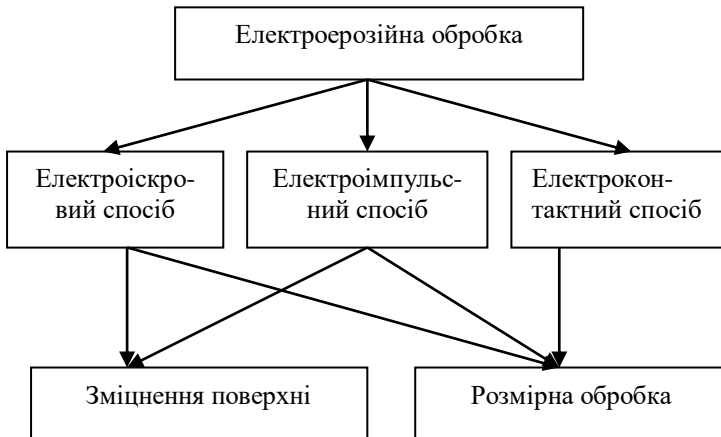


Рис.1. Класифікація електроерозійних способів обробки металів

Зі згаданих трьох способів найбільшого поширення для зміцнення поверхні металу набув ектроімпульсний, адже він має кращі техніко-економічні показники [4].

Дослідження і впровадження у виробництво електроерозійних способів обробки металів в Україні здійснювали: ХТЗ ім. Оржонікідзе, ГОСНИТИ, Одеський національний політехнічний університет, Харківський політехнічний університет, Харківський підшипниковий завод, ННЦ «ІМЕСГ» [3].

Зміцнення робочих органів ґрунтообробних машин електроерозійним способом досліджували і впроваджували у виробництво ННЦ «ІМЕСГ», ГОСНИТИ. В 1997 році, лемеші, відновленні електроерозійним способом за технологією ННЦ «ІМЕСГ», пройшли державні випробовування в Укр НДІПВТ. [6]

Метод відновлення лемешів полягав у тому, що зношена нижня частина лемеша відрізається до певних розмірів, а на її місце приварюється пластина із сталі 45 товщиною 7 мм. Крім того, в нижній частині лемеша зверху приварюється долотоподібний носок із такого ж матеріалу, як і нижня частина. Після цього леміш загострюється з одночасним зміцненням леза на дослідній установці з застосуванням електрофізичного методу. Суть цього методу полягає в тому, що диск-електрод, який обертається над лемешем, що знаходиться у ванні з водою, електрозварювальною дугою розплавляє метал з нього, утворюючи лезо. Частина нагрітого до температури плавлення металу залишається на поверхні лемеша і в зв'язку з тим, що процес проходить у воді, гартує його забезпечуючи високу твердість зворотної частини, на глибину до 1-2 мм [6].

Ресурс відновлених лемешів до вибракування складає 27 га, що відповідає вимогам ДСТУ 2416-94 (20 га) [6].

За період з 2001 по 2008 рр. в ННЦ «ІМЕСГ» були проведені дослідження режимів електроерозійної обробки робочих органів ґрунтообробної техніки та вплив показників режимних на якісні, такі як шорсткість, твердість поверхонь та товщина зміцненого шару [8].

В лабораторії відновлення деталей ННЦ «ІМЕСГ» були проведені дослідження розподілу шорсткості зміцненого шару, зразків, виготовлених із сталі 65Г, після їх електроерозійної обробки на різних режимах, а саме, струмі від 350 А до 500 А та напрузі від 35 В до 55 В [8]. Результати досліджень наведені в табл. 1.

Таблиця 1. Розподіл шорсткості за шириною обробленого шару на різних режимах електроерозійної обробки

Номер зразка	Струм, А	Напруга, В	Шорсткість поверхні, Rz (по лініях Згідно з рис. 2)				
			1	2	3	4	5
1	320	35	0,31	0,32	0,41	0,58	0,81
2	350	40	0,33	0,35	0,48	0,63	1,32
3	350	45	0,54	0,56	0,57	0,79	0,84
4	350	50	0,38	0,44	0,54	0,57	0,99
5	350	55	0,51	0,54	0,87	0,90	0,99
6	400	35	0,35	0,53	0,65	0,68	0,93
7	400	40	0,60	0,78	0,69	0,89	0,86
8	400	45	0,51	0,64	0,84	0,93	1,08
9	400	50	0,66	0,69	0,78	0,92	0,98
10	400	55	0,58	0,79	0,81	0,89	0,96
11	450	35	0,44	0,61	0,66	0,84	0,87
12	450	40	0,71	0,90	1,05	1,33	1,50
13	450	45	0,57	0,97	1,20	1,18	1,54
14	450	50	0,62	0,71	1,24	1,30	1,58
15	450	55	0,88	0,95	1,00	1,07	1,14
16	500	40	0,77	0,96	1,06	1,65	1,65
17	500	45	0,66	0,86	0,98	1,04	1,25
18	500	50	0,78	0,85	1,21	1,31	1,40

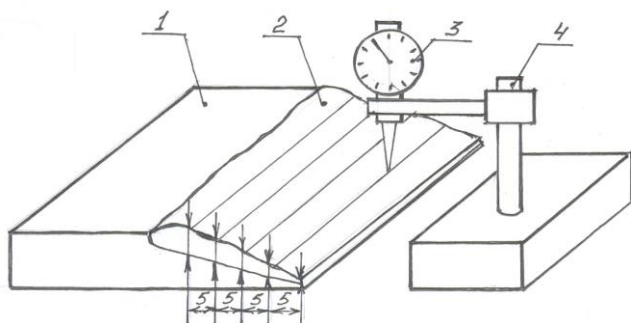


Рис. 2. Схема вимірювання шорсткості поверхні, обробленої електроерозійним методом: 1 – зразок, 2 – поверхня, оброблена електроерозійним методом, 3 – індикатор годинникового типу, 4 – штатив

Виходячи з даних досліджень, можна зробити висновок, що шорсткість поверхні обробленої електроерозійним методом зростає в

напрямку обертального руху електрода-інструмента і знаходиться в межах від 0,38 до 1,65 Rz. Найкращі результати одержані при струмах 350÷400 А та напрузі 35÷50 В, що відповідає раціональними режимами при електроерозійній обробці робочих органів ґрунтообробної техніки [8].

Дослідженнями також встановлено, що товщина зміцненого шару прямо пропорційно залежить від сили струму і змінюється в межах від 0,2 до 5,5 мм. Розподіл товщини зміцнення за шириною обробленого шару також носить нерівномірний характер: товщина зміцненого шару збільшується за шириною обробки в напрямку від торця деталі (в напрямку обертання електрода – інструмента і змінюється прямолінійно) [8].

Також в ННЦ «ІМЕСГ» були проведені експериментальні дослідження визначення впливу режимних показників електроерозійного зміцнення та геометричних розмірів деталі на величину їх деформації внаслідок температурного впливу. Результати досліджень наведені в табл. 2

З наведених вище даних можна визначити раціональні режими електроерозійної обробки лезової частини ріжучих робочих органів. Сила струму електроерозійної обробки при товщині робочого органу до 8 мм становить 350-500 А, а при товщині більше 8 мм – 500-650 А. Напруга на дузі повинна бути в межах 50-55 В. Температура охолоджувальної рідини не повинна перевищувати 40 °С [9].

**Мета досліджень.** Встановити можливість зміцнення робочих органів дискових ґрунтообробних машин електроерозійним способом при їх виготовленні та відновленні.

**Результати досліджень.** На сьогодні в Україні нагромаджена велика кількість зношених дисків ґрунтообробних знарядь. Це пояснюється тим, що диски ґрунтообробних знарядь мають малий ресурс (так, наприклад, граничний стан у дисків борони БДВ-7 настає при напрацюванні 90 га на один диск, а у дисків борони Bellota - 150 га), а також тим, що відсутні економічно доцільні способи відновлення, що могли б за своїм ресурсом не поступатися новим. Ресурс нових та відновлених дисків можна збільшити за рахунок нанесення спеціальних покриттів на робочу поверхню, які б забезпечували як підвищення зносостійкості, так і ефект самозагострювання.

Враховуючи попередній досвід у зміцненні лемешів плугів електроерозійним способом, нами при відновленні дисків був застосований аналогічний для нанесення покриття на робочу поверхню диска.

Таблиця 2. Результати дослідження впливу режимів електроерозійного зміцнення на величину деформації

№ зразка	Геометричні розміри (довжина, товщина), мм	Матеріал зразка	Режими електроерозійної обробки			Величина деформації, мм
			Сила струму, А	Напруга на дузі, В	Температура охолоджуючої рідини, °С	
2	3	4	5	6	7	8
1	240x40x6	Сталь 65 Г	350	50-55	12	0,9
2	240x75x6		350	50-55	11	0,6
3	465x35x6		350	50-55	14	2,5
4	465x78x6		350	50-55	42	1,4
5	500x36x6		350	50-55	42	12
1	250x30x8	Ст. 3	500	50-55	20	2,9
2	435x35x8		500	50-55	40	11,4
3	260x67x8		500	50-55	43	0,9
4	260x65x8		500	50-55	58	1,3
5	260x70x8		400	50-55	10	0,6
6	260x70x8		400	50-55	40	1,5
7	250x65x8		500	50-55	10	0,2
8	250x80x8		600	50-55	12	0,4
9	250x80x8		600	50-55	41	0,4
10	250x70x8		400	50-55	58	0,9
11	510x70x8		400	50-55	58	3,8
12	500x70x8		400	50-55	19	3,3
13	500x70x8		400	50-55	42	3,5
14	510x65x8		500	50-55	14	4,3
15	500x80x8		500	50-55	44	2,3
16	500x80x8		400	50-55	42	1,6
17	440x60x8		500	50-55	60	3,1
18	500x95x8		500	50-55	17	1,1
19	380x80x80		600	50-55	40	0,4
20	500x30x8		500	50-55	10	11,2
1	250x30x10	Сталь 65 Г	600	50-55	40	1,9
2	250x60x10		600	50-55	60	0,7
3	250x90x10		600	50-55	40	0,9
4	510x90x10		600	50-55	46	1,6
5	530x30x10		600	50-55	47	2,8



Для ремонту дисків нами були виготовлені ремонтні вставки, що мали геометричну форму його зуба. Електроерозійним зміцненням було отримано матеріал, що складається з двох шарів: твердого (зовнішнього) та більш м'якого (в'язкого, внутрішнього). Це має забезпечити умову їх самозаточування та неможливість викришування та відламування.

Загострення кромки леза ремонтної вставки, яка була виготовлена з листової сталі 65Г товщиною 6 мм, здійснювалось електроерозійною обробкою, що дозволяє одночасно одержувати відповідне зміцнення.

Режим для обробки був вибраний наступний:

- струм 400 А;
- напруга 35-45 В;
- швидкість обробки 5-6 мм·с<sup>-1</sup>;
- частота обертання диска електрода 3-3,7с<sup>-1</sup>;
- температура охолоджувальної рідини не перевищувала 40 °С.

Твердість сталі 65Г до обробки становила 37-42 HRC, а після електроерозійного зміцнення - 52-60 HRC.

Покриття, нанесене на ремонтні вставки дискової борони, зображене на рис. 3

Після зміцнення робочі вставки були приварені до дисків, які були попередньо підігріті, а зварені диски повільно охолоджувались в термосі. В подальшому відновлені диски були встановлені на борону «АКРІЛ» в корпорації «Сварог» Шепетівського району Хмельницької області, де проходять функціональні та ресурсні випробування.



Рис. 3. Електроерозійне покриття робочої поверхні важких дискових борін

Як відомо, якість роботи дискової борони оцінюється трьома основними параметрами (відповідно до агротехнічних вимог): глибина обробітку - 12 см при куті атаки 15°; гребнистість – 3,2 см; підрізання бур'янів - 92,8%. Допустимі відхилення від агротехнічних вимог для боронування важкими боронами складає: глибина обробітку - 8-18 см, гребнистість не більше 3 см, підрізання бур'янів - не менше 95%. При порушенні агротехнічних вимог експлуатація дискових борін забороняється.

А тому були проведенні дослідження на відповідність роботи борони агротехнічним вимогам (СОУ 74.3-37-155:2004). Умови проведення дослідження наведені в таблиці 3 (визначалися відповідно до ГОСТ 20915-75).

Таблиця 3. Умови проведення дослідження

Показник	Значення показника
Тип ґрунту і назва за механічним складом	Чорнозем середньо-суглинковий малогумусний
Рельєф	Рівний
Вологість ґрунту, % по шарах:	
0...5,0 см	8,87
5,1...10,0 см	15,09
10,1...15,0 см	15,95
Твердість ґрунту, МПа по шарах:	
0...5,0 см	0,74
5,1...10,0 см	1,57
10,1...15,0 см	2,45
Засміченість поля поживними рештками, г/м <sup>2</sup>	4244
Висота поживних решток, см	54
Попередній обробіток і попередник	Цілина

Фон поля до обробітку і після обробітку зображений на рис. 4 і 5.



Рис. 4. Фон поля до обробітку дисками, зміцненими електроерозійним способом

Після проведення відповідних замірів і розрахунків (відповідно до СОУ 74.3-37-155:2004) було встановлено, що:

- глибина обробітку при куті атаки  $15^\circ$  - 12-14 см;
- гребнистість - від 2,4 до 3 см;
- підрізання бур'янів - 96%.



Рис. 5. Фон поля після обробітку важкою бороною з відновленими дисками, зміцненими електроерозійним способом

Тобто, можна зробити висновок, що всі агротехнічні показники знаходяться в межах допустимих значень.

Заміри зношування робочої поверхні проводились з періодичністю відповідно до СОУ 74.3-37-155:2004. Після напрацювання 30 га на один диск (рис. 6) було констатовано рівномірне спрацювання зубів за діаметром з інтенсивністю 0,045 – 0,054 мм/га (для дисків БДВ-7 даний показник становить 0,11 - 0,12 мм/га та 0,05 - 0,078 мм/га для дисків важкої борони Bellota).

Незважаючи на велику твердість робочих органів, викришування зубів не спостерігалось. Це пояснюється тим, що в'язкість внутрішнього шару залишилася незмінною після електроерозійної обробки.

При напрацюванні перших 30 га у різальних елементах робочих органів ДГЗ спостерігалось збільшення кута загострення при незначній зміні величини різальної кромки, що свідчить про здатність зубів диска до самозаточування.

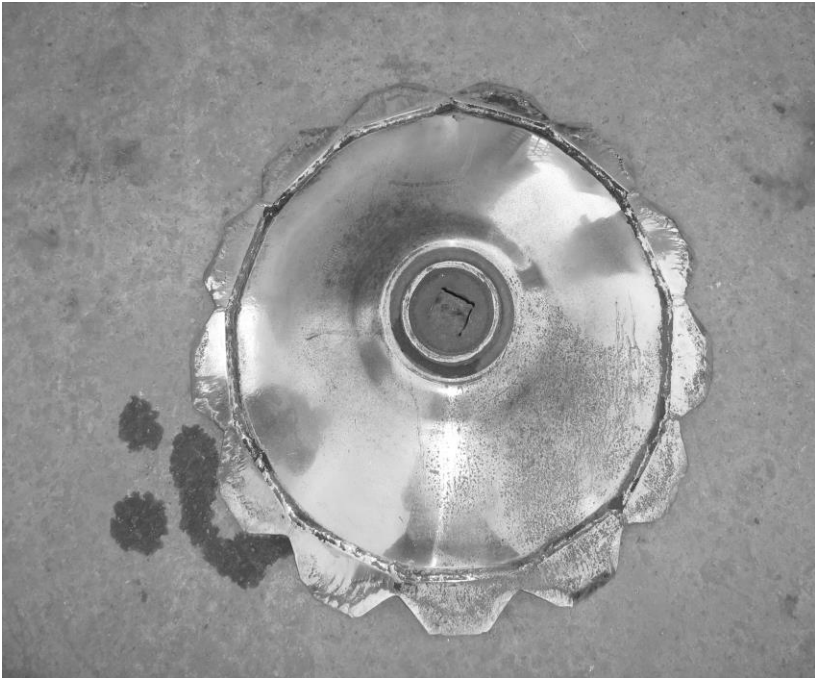


Рис. 6. Диск після напрацювання 30 га

**Висновки.** В процесі проведених експериментальних досліджень дискових борін з електроерозійним зміцненням робочої поверхні було встановлено:

1. При напрацюванні 30 га на один диск спостерігався ефект самозагострення.

2. Відсутній процес викришування зубів.

3. Процес спрацювання зубів за діаметром відбувався з інтенсивністю 0,045 – 0,054 мм/га, що значно менше, ніж у нових дисків вітчизняної та зарубіжної техніки.

5. Агротехнічні показники знаходяться в межах допустимого.

4. Нанесення електроерозійного покриття на робочі органи ДГЗ є доцільним.

**Перспективи.** Проведення подальших ресурсних досліджень дисків та визначення їх граничного напрацювання.

#### Література

1. Дудак С.М. Дискові ґрунтообробні знаряддя, основні параметри та особливості // Механізація та електрифікація сільського господарства. - Вип. 91. - 2007.- С. 368.

2. Погорельый Л.В., Анилович В.Я. Испытания сельскохозяйственной техники: научно-методические основы оценки и прогнозирования надёжности сельскохозяйственных машин. – К. : Феникс, 2004. – 208 с

3. Немилев Е.Ф. Электроэрозионная обработка материалов: Учебник для ПТУ. – Ленинград: Машиностроение, 1983 – 160 с.

4. Фотеев Н.К. Технология электроэрозионной обработки.- М.:Машиностроение,1980 – 184 с.

5. ГОСТ 25331-82 Обработка электроэрозионная. Термины и определения.

6. Протокол державних приймальних випробовувань № 01-87-97 (4031697) від 18 грудня 1997 р. – Укр. НДПВТ, 1997 – 14 с.

7. ДСТУ 2416-94 Плуги загального призначення та лушпильники лемішні. Загальні технічні умови.

8. Звіт про науково-дослідну роботу «Провести дослідження та розробити ресурсоощадні технологічні процеси і обладнання для відновлення деталей електрофізичними, газотермічними методами та підготувати пропозиції щодо підвищення їх ресурсу» - керівник НДР, зав. лабораторії М.О. Василенко. - ННЦ «ІМЕСГ» УААН, 2005. – 41с.

9. Звіт про науково-дослідну роботу «Провести дослідження характерних дефектів, розробити технологічні процеси із засобами технологічного оснащення для ремонту вузлів, відновлення та

зміцнення деталей сільськогосподарської техніки» - керівник проекту, зав. лабораторії, канд. техн. наук М.О.Василенко. - ННЦ "ІМЕСГ" УААН, 2007. – 37с.

10. СОУ 74.3-37-155:2004 Випробування сільськогосподарської техніки. Машина і знаряддя для обробітку ґрунту. Методи випробування.

11. ГОСТ 20925-75 Сельскохозяйственная техника. Методы определения условий испытаний.

*Рецензент д.т.н., проф. І.Г. Грабар*

УДК 677.11.21 : 510.67

О.О. Горач, Т.І. Тернова, к.т.н.  
Херсонський національний технічний університет

## **МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ ПРОЦЕСІВ ВОЛОГОПОГЛИНАННЯ ТА ВОЛОГОВІДДАЧІ ДЛЯ ТЕХНОЛОГІЇ ОДЕРЖАННЯ ТРЕСТИ**

*В роботі розглянуто математичні моделі процесів вологопоглинання та вологовіддачі для розробки технології одержання трести з соломі олійного льону в кліматичних умовах півдня України. Наведено результати математичної обробки результатів дослідження процесів вологопоглинання та вологовіддачі з метою визначення оптимальних моделей.*

**Постановка проблеми.** В останні роки значно зросли посіви льону олійного на півдні України для одержання насіння, яке в основному експортується. Взятий напрямок на розширення посівів льону олійного можна пояснити тим, що він є основним джерелом сировини для збільшення виробництва технічної олії. Стебла льону олійного містять також, як і льон-довгунець, у луб'яній частині целюлозне волокно, але волокно льону олійного до останнього часу ні в Україні, ні у світі промисловістю не використовувалось. Залишки соломі після видалення насіння зазвичай спалюють та загортають у ґрунт, де вони стають добривами. Посіви льону олійного у світі дуже великі і сягають зараз 3,5 млн гектарів. У Канаді та Індії їх майже мільйон гектарів. Тенденція стрімкого збільшення посівів льону олійного спостерігається і в Україні. У наш час питанням використання льону олійного достатньо широко займаються в усьому

світі. Але в основному дослідження направлені на переробку насіння, щодо робіт з переробки стебел соломи льону олійного на волокно, то їх недостатньо [1, 2].

**Аналіз останніх досліджень.** Дослідження, які проводилися до теперішнього часу, були направлені на обробку льону олійного за технологією переробки короткого волокна льону-довгунця. Крім того, волокно льону олійного одержували із соломи, тому воно було лубоподібне і непридатне для подальшого використання в текстильній промисловості. Відомо, що найкраще волокно льону-довгунця одержують із трести. Але в Україні досі не існує технології приготування трести із соломи льону олійного, і тому найчастіше її спалюють, що завдає шкоди навколишньому середовищу [3, 4].

Тому важливим і актуальним завданням є розробка технологічного процесу приготування трести із соломи льону олійного з метою подальшої її переробки на волокно, яке відповідало б вимогам виробництва товарів широкого вжитку.

Для успішної розробки технології приготування трести із соломи льону олійного і її оптимізації необхідно отримати математичні моделі основних технологічних процесів.

Наявність математичних моделей процесів забезпечує умови для швидшого інженерного конструювання раціональної системи автоматичного контролю і регулювання технологічного процесу, створення системи автоматичного технічного контролю процесів і управління агрегатами і потоковими лініями.

Відомо, що для переробки лляної соломи в волокно необхідно її перетворити в тресту, з якої механічним шляхом виділити волокно і деревину. Але перетворення соломи льону олійного в тресту біологічним способом в процесі розстилу має свої специфічні особливості порівняно з соломною льону-довгунця. Солома льону олійного, як показують дослідження його анатомічної будови, перетворюється в тресту набагато складніше і триваліше порівняно з соломною льону-довгунця, що пов'язано з різною анатомічною будовою, хімічним та мікробіологічним складом льону-довгунця і льону олійного [5].

Льон-довгунець в основному вирощують в Поліській зоні України, тому приготування лляної трести здійснюється шляхом розстилу лляної соломи на льонищі, де кліматичні умови цілком придатні для розвитку мікроорганізмів на стеблах льону, які сприяють процесу перетворення соломи в тресту і їх утворення не потребує ніяких додаткових зовнішніх впливів.

На півдні України льон олійний починають збирати у липні місяці, коли погодні умови несприятливі для протікання процесу приготування лляної трести, оскільки в цей час повністю відсутні фактори, від яких залежить розвиток пектиноурійних мікроорганізмів на льониці. Це такі, як зволоження росами, дощами розісланих стебел соломи льону, відсутність достатньої відносної вологості повітря, туманів та ін. Метереологічні умови на півдні України в липні-серпні місяцях в 2005-2008 роках свідчать про те, що при достатньо високій денній температурі повітря 31,5-35,0°C та низькій відносній вологості повітря 31,0-28,5% біологічний процес перетворення лляної соломи в тресту проходити не буде, тому що він проходить під дією анаеробних та аеробних бактерій і грибів. Ці мікроорганізми розвиваються на поверхні стебел при відносній вологості повітря 60% і температурі 15-20°C [6, 7].

Тому для здійснення процесу перетворення соломи льону олійного в тресту шляхом її розстилу на льониці в умовах півдня України доцільно проводити штучне зволоження стебел одразу ж після смикання, щоб досягти оптимальної температури і вологості для утворення пектиноурійних бактерій і грибів. Але оптимальні параметри зволоження невідомі. Тому для того, щоб мати наукове підґрунтя розробки технологічного процесу розстилу льону олійного, в роботі була вивчена динаміка зволоження для визначення оптимальних строків вологопоглинання та вологовіддачі цієї групи льону і ці параметри можна було б рекомендувати у виробництво.

**Метою статті** є розробка математичних моделей процесів вологопоглинання та вологовіддачі для технології приготування трести із соломи льону олійного.

**Результати дослідження.** Для досягнення поставленої мети в роботі було досліджено динаміку вологопоглинання стебел від 10-90 хвилин з інтервалом у 10 хвилин з подальшим розстилом їх на льониці. Через кожні 10 хвилин зволоження відбиралися по п'ять проб стебел вагою 10 г із різних ділянок льониці за методикою Доспехова Б.А [8]. Зважування проводилося окремо кожної проби до зволоження і початкова вага вважалась як вага абсолютно сухого матеріалу, так як всі проби підсушувались до досягнення постійної ваги. Тому, початкова вага проби вважалась абсолютно сухою. Після визначення проміжків часу зволоження проби зважувались і ця вага визначалась як вага мокрого матеріалу. Відносна вологість кожної проби розраховувалась за формулою:

$$W = \frac{m_M - m_c}{m_c} \times 100\%, \quad (1)$$



де  $m_m$  – вага мокрого матеріалу, кг;  $m_c$  – вага абсолютно сухого матеріалу, кг.

Для розрахунку швидкості сорбції користувалися відомою формулою:

$$m = \frac{dW}{d\tau}, \quad (2)$$

де  $dW$  – зміна середньоінтегральної вологості матеріалу у процесі вологопоглинання;  $d\tau$  – проміжок часу.

Результати досліджень процесу вологопоглинання у вигляді середніх значень відносної вологості у визначені інтервали часу трьох сортів льону олійного: Південна ніч, Айсберг та Дебют селекції Інституту олійних культур УААН у порівнянні з льоном-довгунцем сорту Чарівний селекції Глухівського інституту луб'яних УААН культур наведені у табл. 1 та на рис. 1.

Таблиця 1. Залежність відносної вологості від часу

Термін зволоження $\tau$ , хв	Відносна вологість стебел льону, %			
	льон олійний Південна ніч	льон олійний Айсберг	льон олійний Дебют	льон-довгунець Чарівний
0	8,1	6,7	8,4	9,4
10	101,1	98,7	98,5	99,6
20	108,4	105,3	104,2	106,4
30	110,1	108,6	107,4	105,2
40	112,4	110,3	110,1	115,6
50	114,6	112,1	113,6	121,1
60	119,4	117,5	118,6	126,4
70	127,0	123,6	125,4	129,3
80	133,2	131,0	134,5	137,4
90	139,0	135,7	141,1	144,1

Результати проведених досліджень були математично оброблені за допомогою програмних пакетів: Mathcad 13, CurvExpert 1.3. На основі одержаних даних були проведені математичні розрахунки для вибору найкращої функції, яка з найбільшою ймовірністю відображає залежність відносної вологості стебел від терміну розстилу.

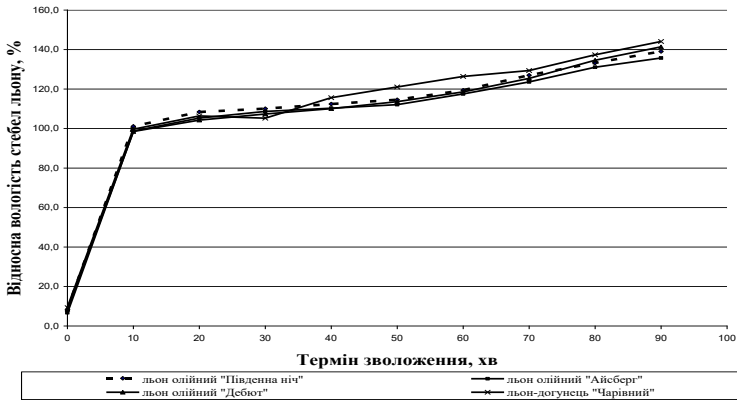


Рис. 1. Залежність відносної вологості стебел соломи льону від терміну зволоження

В результаті математичної обробки процесу вологопоглинання досліджуваних стебел сорту Південна ніч льону олійного було одержано сімнадцять математичних моделей, дев'ять з яких мали достатньо високий коефіцієнт кореляції ( $r > 0.95$ ) та мінімальне середньоквадратичне відхилення ( $S$ ), які є достатніми для проведення технологічних розрахунків. Отримані математичні моделі з високим коефіцієнтом кореляції наведені в табл.2.

Аналогічним чином було отримано математичні моделі процесу вологопоглинання для олійних сортів льону Айсберг – 9 моделей, Дебют – 8 моделей та льону-довгунця сорту Чарівний – 8 моделей.

Для використання отриманих залежностей в якості трендових моделей з метою прогнозування динаміки технологічних процесів треба провести додатковий аналіз для визначення адекватності моделей, їх точності та вибрати найкращу модель з точки зору найкращої для прогнозування. Але для опису процесу зволоження в обмеженому інтервалі часу до 90 хвилин для всіх сортів льону можна використати в якості математичної моделі раціональну функцію

$$y(x) = \frac{a + b \cdot x}{1 + c \cdot x + d \cdot x^2},$$

що має найкращі показники коефіцієнтів кореляції та середньоквадратичного відхилення, які наведені в табл. 3, для дослідних зразків льону.

Таблиця 2. Математичні залежності вологопоглинання для льону Південна ніч

№	Функція	Коефіцієнт кореляції, r	Середнє квадратичне відхилення, S
1	$y_1^{П.н.}(t) = \frac{8.10 + 74231239 \cdot t}{1 + 752940.61 \cdot t - 2392.77 \cdot t^2}$	0,999	2,096
2	$y_2^{П.н.}(t) = \frac{1}{0.12 - 0.11 \cdot t^{0.012}}$	0,994	4,691
3	$y_3^{П.н.}(t) = \frac{8.25 \cdot 10.74 + 721.20 \cdot t^{0.18}}{10.74 + t^{0.18}}$	0,991	5,708
4	$y_4^{П.н.}(t) = 12.97 + 10.77 \cdot t - 0.38 \cdot t^2 + 0.005 \cdot t^3 - 2.53 \cdot t^4$	0,984	8,686
5	$y_5^{П.н.}(t) = 122.00 \cdot (1.08 - e^{-0.15t})$	0,964	10,362
6	$y_6^{П.н.}(t) = 113.29 \cdot (1.07 - e^{-0.14t})$	0,967	10,562
7	$y_7^{П.н.}(t) = 121.02 \cdot e^{-e^{0.95-0.25t}}$	0,964	11,099
8	$y_8^{П.н.}(t) = \frac{120.61}{1 + 12.93 \cdot e^{-0.42t}}$	0,963	11,299
9	$y_9^{П.н.}(t) = \frac{121.01}{(1 + e^{-3.06-0.26t})^{1/0.02}}$	0,964	11,995

Аналізуючи залежність відносної вологості стебел соломи льону від терміну зволоження (рис.2), можна зробити висновок, що процес вологопоглинання для двох груп льону майже однаковий і не залежить від групи льону і від сорту.

Результати дослідження вологопоглинання стебел льону олійного показали, що вологість 98,5-101,1% досягається за 10 хвилин зволоження. За цей проміжок часу простежується перша критична крапка, де крива вологості має перший перегин, що свідчить про те, що після 10 хвилин зволоження закінчується адсорбція вільної води і починається вологопоглинання зв'язної.

Таблиця 3. Математичні моделі вологопоглинання

Сорт льону	Математична залежність	Коефіцієнт кореляції, r	Середнє квадратичне відхилення, S
Південна ніч	$y_{ен1}^{П.н.}(t) = \frac{8.10 + 74231239 \cdot t}{1 + 752940.61 \cdot t - 2392.77 \cdot t^2}$	0,999	2,096
Айсберг	$y_{ен1}^A(t) = \frac{6.7 + 6068895800 \cdot t}{1 + 62891074 \cdot t - 200040.27 \cdot t^2}$	0,999	1,951
Дебют	$y_{ен1}^Д(t) = \frac{8.48 + 1.4722529 \cdot 10^{10} \cdot t}{1 + 1.5534089 \cdot 10^8 \cdot t - 557934.51 \cdot t^2}$	0,999	1,805
Чарівний	$y_{ен1}^Ч(t) = \frac{9.4 + 280.33 \cdot t}{1 + 2.82 \cdot t - 0.0099 \cdot t^2}$	0,999	2,254

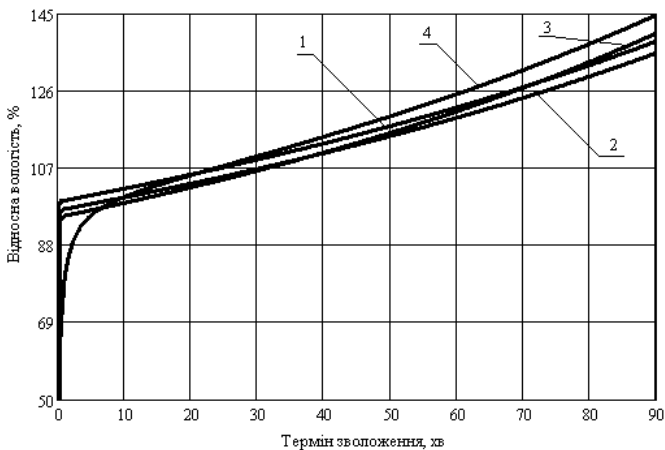


Рис.2. Процес вологопоглинання згідно з отриманими моделями для сортів льону: 1 – Південна ніч, 2 – Айсберг, 3 – Дебют, 4 – Чарівний

Для уточнення оптимального терміну вологопоглинання вільної абсорбційної вологи були проведені математичні розрахунки швидкості вологопоглинання з метою визначення найкращих моделей, які описують даний процес. В результаті математичної обробки результатів дослідження було отримано близько двадцяти моделей для кожного дослідного сорту. Виключивши залежності, що мають точки розривів в технологічному інтервалі, та дослідивши математичні

моделі, що залишилися за важливими показниками, було обрано моделі, що найкраще описують динаміку швидкості вологопоглинання.

Найкраще описують динаміку швидкості вологопоглинання функціональні залежності Exponential Fit (4) та Modified Power (5):

$$y(x) = a \cdot e^{b \cdot x}, \quad (3)$$

$$y(x) = a \cdot b^x. \quad (4)$$

Залежності швидкості вологопоглинання від терміну зволоження  $\left(\frac{dW}{dt}\right)$  наведено на рис. 3, які описані наступними рівняннями.

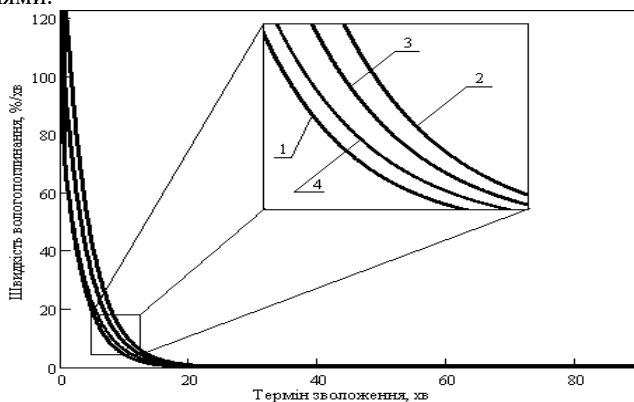


Рис. 3. Залежність швидкості вологопоглинання від терміну зволоження для стебел сортів льону Південна ніч (1), Айсберг (2), Дебют (3) та Чарівний (4)

Для льону олійного сорту Південна ніч:

$$V_{\text{вн}}^{\text{П.н.}}(t) = 113.68 \cdot e^{-0.25t}, \quad (5)$$

з коефіцієнтом кореляції  $r=0,985$  та середньоквадратичним відхиленням  $S=0,493$ ;

сорт Айсберг:

$$V_{\text{вн}}^{\text{А}}(t) = 118.69 \cdot e^{-0.26t}, \quad (6)$$

з коефіцієнтом кореляції  $r=0,986$  та середньоквадратичним відхиленням  $S=0,469$ ;

сорт Дебют:

$$V_{en}^D(t) = 130.81 \cdot 0.77^t, \quad (7)$$

з коефіцієнтом кореляції  $r=0,979$  та середньоквадратичним відхиленням  $S=0,553$

та льону-довгунця сорту Чарівний:

$$V_{en}^U(t) = 113.91 \cdot 0.78^t, \quad (8)$$

з коефіцієнтом кореляції  $r=0,976$  та середньоквадратичним відхиленням  $S=0,594$ .

Аналіз кривих швидкості вологопоглинання показує, що на початку зволоження швидкість накопичення стебел вологи стрімко зростає, з плином часу вона зменшується і, починаючи з 10 до 90 хвилин, накопичується дуже повільно. З наукової точки зору це пояснюється тим, що на початку процесу вологопоглинання поглинається адсорбційна волога, відбувається формування менісків рідини у мікрокапілярах за рахунок полімолекулярної адсорбції вологи на стінках мікрокапілярів. Адсорбційний зв'язок оснований на молекулярній взаємодії матеріалу з вологою, і саме вона найбільш міцно зв'язана з матеріалом і утримується молекулярним силовим полем на зовнішній та внутрішній активній поверхні матеріалу [9]. Якраз адсорбційна волога на поверхні стебел льону буде мати вирішальне значення в протіканні біологічного процесу утворення пектиноруйнівної мікрофлори.

На основі результатів експериментальних досліджень вологопоглинання було встановлено, що вологість сировини, близька до 100%, досягається через 10 хвилин зволоження і це значення можна вважати кількістю вільної, або адсорбційної, вологи. Подальше зволоження стебел льону показало, що процес вологопоглинання з плином часу уповільнюється у зв'язку з тим, що волога проходить всередину мікрокапілярів, і ця волога в мікробіологічних процесах, на нашу думку, брати участі не буде, тому подальше зволоження є недоцільним.

Враховуючи особливості кліматичних умов півдня України, паралельно з дослідженням процесу вологопоглинання в роботі було досліджено зворотній процес – вологовіддачу адсорбційної вологи з метою з'ясування того, як довго буде утримуватися волога на стеблах соломи і чи достатнім буде одноразове зволоження на початку процесу одержання трести з соломи льону олійного, враховуючи специфіку кліматичних умов, коли денна відносна вологість повітря у середньому складає 24,9%. З цією метою в роботі відбиралися через визначені проміжки часу після зволоження по 5 проб кожного досліджуваного сорту і визначалася абсолютна вологість стебел льону за формулою 1.

Для узагальнення результатів дослідження процесу десорбції на основі одержаних даних були проведені математичні розрахунки для визначення моделей, які найбільш достовірно описують характер проходження даного процесу.

В результаті математичної обробки результатів дослідження було отримано математичні моделі процесу вологовіддачі. Виключивши моделі з недостатнім значенням коефіцієнта кореляції, отримуємо для олійних сортів льону Південна ніч 9 моделей, Айсберг – 9 моделей, Дебют – 12 моделей, та для льону-довгунця сорту Чарівний – 3 моделі. Зазначені моделі мають високий ступінь кореляції та мінімальне середнє квадратичне відхилення, які є достатніми для проведення інженерних розрахунків.

Як і в випадку вологопоглинання, можна визначити, що для використання отриманих залежностей в якості трендових моделей з метою прогнозування динаміки технологічних процесів потрібно провести додатковий аналіз для визначення адекватності моделей, їх точності та вибрати найкращу модель з точки зору прогнозування. Але для опису процесу вологовіддачі в обмеженому інтервалі часу до 24 години можна використати моделі з найкращими показниками коефіцієнтів кореляції та середнього квадратичного відхилення, які наведені в табл. 4. На рис. 4 показано графіки для цих моделей в одному масштабі.

Таблиця 4. Математичні моделі вологовіддачі

Сорт льону	Математична залежність	Коефіцієнт кореляції, r	Середнє квадратичне відхилення, S
Південна ніч	MMF Model: $y_{\text{вєл}}^{\text{П.н.}}(t) = \frac{101.02 \cdot 56.36 - 1540.31 \cdot t^{0.39}}{56.36 + t^{0.39}}$	0,998	1,697
Айсберг	Harris Model: $y_{\text{вєл}}^{\text{А}}(t) = \frac{1}{0.01 + 0.0027 \cdot t^{0.86}}$	0,972	5,526
Дебют	Logistic Model: $y_{\text{вєл}}^{\text{Д}}(t) = \frac{-45.08}{1 - 1.51 \cdot e^{0.04t}}$	0,974	5,164
Чарівний	Rational Function: $y_{\text{вєл}}^{\text{Ч}}(t) = \frac{99.6 - 1.05 \cdot 10^{11} \cdot t}{1 - 1.39 \cdot 10^9 \cdot t - 1.40 \cdot 10^8 \cdot t^2}$	0,978	4,764

Результати проведених досліджень процесу вологовіддачі показали, що через добу після зволоження вологість матеріалу дорівнює початковій вологості матеріалу. Таким чином, на основі результатів дослідження можна зробити висновок, що процес вологовіддачі в умовах півдня України складає 24 години і, відповідно, одноразове зволоження на початку технологічного процесу перетворення соломи в тресту є недостатнім.

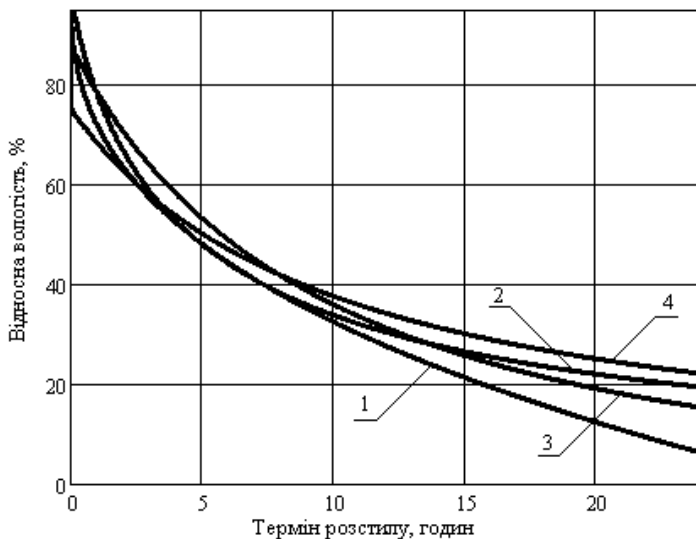


Рис. 4. Залежність вологовіддачі стебел льону від терміну розстилу для сортів Південна ніч (1), Айсберг (2), Дебют (3) та Чарівний (4)

З аналізу процесу вологовіддачі (рис.4) видно, що через 12 годин після зволоження вологість розісланих стебел льону у середньому для досліджуваних сортів складає близько 30%. З плином часу вологість розісланих стебел льону поступово зменшується і через добу дорівнює початковій вологості. Тому додаткове зволоження, як показують результати проведених досліджень, потрібно проводити не пізніше 12 годин після першого зволоження, коли вологість розісланих стебел льону олійного має значення не менше 30 %.

**Висновки.** 1. Отримано математичні моделі процесів вологопоглинання (табл. 3) та вологовіддачі (табл. 4) для найбільш розповсюджених сортів льону олійного, які вирощують на півдні України. Отримані математичні моделі процесів вологовіддачі та



вологопоглинання мають високий коефіцієнт кореляції (не менше 0.95) та мінімальне середнє квадратичне відхилення, які є достатніми для проведення інженерних розрахунків. Для використання отриманих залежностей в якості трендових моделей з метою прогнозування динаміки технологічних процесів потрібно провести додатковий аналіз для визначення адекватності моделей, їх точності та вибрати найкращу модель з точки зору прогнозування. Але для опису процесу в обмеженому інтервалі часу можна використати моделі з найкращими показниками коефіцієнтів кореляції та середнього квадратичного відхилення.

2. Результати дослідження вологопоглинання стебел льону олійного та аналіз математичних моделей процесу показали, що вологість, близька до 100 %, досягається за 10 хвилин зволоження. За цією вологістю простежується перша критична крапка, де крива вологості має перший перегин, що свідчить про те, що після приблизно 10 хвилин зволоження закінчується адсорбція вільної вологи і починається вологопоглинання зв'язної.

3. Аналіз отриманих залежностей швидкості вологовіддачі (5-8) показує, що одноразове зволоження в умовах півдня України за добу є недостатнім для перетворення лляної соломи в тресту, оскільки, вологість сировини для розвитку мікроорганізмів не достатня, зменшується за 1 годину на 45% і досягає критичної крапки 60%, потім плавно зменшується до початкової вологості матеріалу протягом доби.

#### Література

1. Живетин В.В., Гинзбург Л.Н. Масличный лен и его комплексное развитие. – М.: ЦНИИЛКА, 2000. -389 с.

2. Живетин В.В., Гинзбург Л.Н., Ольшанская О.М. Лен и его комплексное использование. –М.: Информ-Знание, 2002. –400 с.

3. Дослідження у області нового застосування нат. волокон: Зб. консулат. FAO/ Інститут нат. волокон. Познань, Польща. - 1999.

4. Чиркизова О.Ф., Никитина Л.В., Поляков А.В. Характеристика линий льна, созданных методами биотехнологии, по содержанию масла в семени и показателю йодного числа // Тез. докл. научно-практич. конф. "Лен - на пороге XXI века". - Вологда: ПФ Полиграфист, 2000.

5. Коб'яков С.М., Березовський Ю.В., Тіхосова Г.А. Критерії життєдіяльності мікроорганізмів, які беруть участь у процесі зберігання льоносировини // Зб. наук. пр. Інституту землеробства УААН. – К.:Нора-Прінт. - 1999. – Вип. 1 – 2. - С. 166 – 168.

6. Дидора В.Г. Влияние различных способов приготовления тресты на выход и качество волокна льна // Научные труды ЖСХИ. - К.: Висш школа, - 1979. - С. 62-63.

7. Сеньков А.М., Нинько П.І., Рожко В.І. Вихід і якість волокна залежно від різних строків, способів збирання льону-довгунця та внесення вуглеамонійних солей // Науковий вісник НАУ. – 1999. - №13. – С. 211-214.

8. Доспехов Б.А. Методика полевого опыта. - М.: Агропромиздат, 1985.-351с.

9. Суметов В.А. Сушка и увлажнение лубоволокнистых материалов: Учебник для вузов. - М.: Легкая индустрия, 1980.

*Рецензент д.т.н., проф. М.І. Валько*

УДК 621- 182.8 (083. 74)(07)

М.Г. Грушецька, С.Ф. Юхимчук, к.т.н.  
Луцький національний технічний університет

## **РОЗРАХУНОК КУТОВИХ РОЗМІРНИХ ЛАНЦЮГІВ В СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОМУ МАШИНОБУДУВАННІ**

*У статті наведено зразок розрахунку кутового розмірного ланцюга ланки, в якому є відхилення від паралельності і перпендикулярності, на прикладі консольного кріплення шнека екструдера.*

**Постановка проблеми.** Призначати допуски на кутові розміри дуже важко тому, що є багато факторів виробничого і експлуатаційного характеру, що впливають на величину цих допусків. Тому на кутові розміри допуски призначають для кожного конкретного випадку, використовуючи теорію розмірних ланцюгів.

Розрахунок кутових розмірних ланцюгів будемо проводити, користуючись формулами для лінійних розмірних ланцюгів.

**Огляд останніх досліджень.** Призначення допусків на кутові розміри у застосовуваній з цієї метою літературі розмірний аналіз не проводився. Розраховувати їх дуже важко через велику кількість факторів виробничого і експлуатаційного характеру, що впливають на ці допуски. Відомі методики розрахунку кутових розмірних ланцюгів металорізальних верстатів [1, 2].

**Результати дослідження.** До кутових лінійних ланцюгів відносяться також розмірні ланцюги, в яких визначаються відхилення від паралельності, перпендикулярності, прямолінійності, в яких кутове відносне розташування поверхонь або осей задається не в градусах, а в лінійних розмірах (мм), віднесених до певної розрахункової базової довжини якості розрахункової базової довжини. В якості розрахункової базової довжини приймається базова довжина замикаючої ланки.

Розглянемо методику розрахунку кутowego розмірного ланцюга консольного кріплення вала шнека екструдера машини для виробництва аміноконцентратних добавок (рис.).

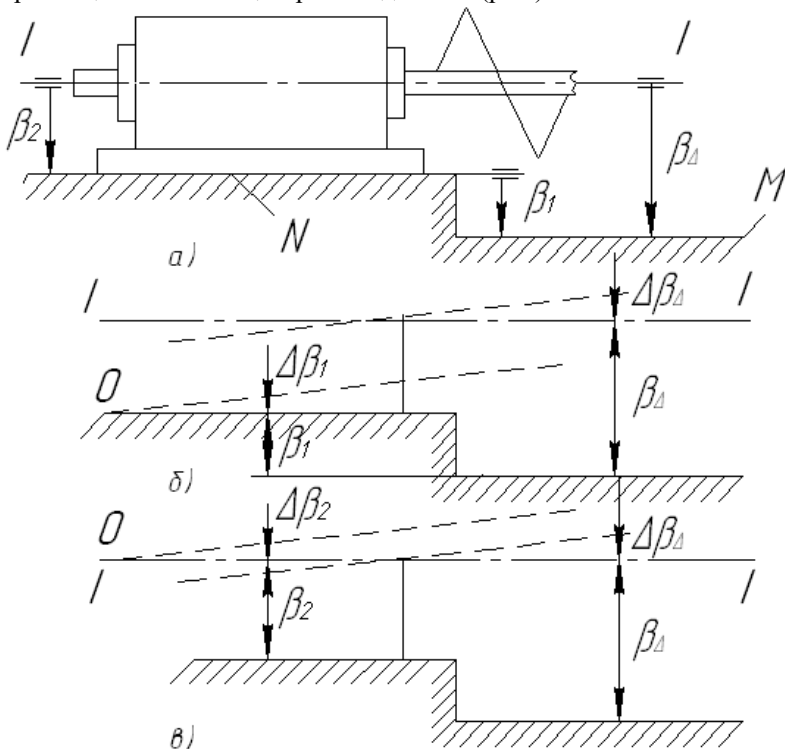


Рис. Визначення збільшувальних і зменшувальних ланок кутowego розмірного ланцюга: а) консольне кріплення шнека екструдера; б) схема для визначення знака ланки  $\beta_1$ ; в) схема для визначення знака ланки  $\beta_2$

Позначимо базову довжину замикаючої ланки  $\beta_\Delta$  буквою  $l_0$ , а для складових ланок  $\beta_i$  через  $l_i$ . Нехай відхилення  $\beta_i$  задано відношенням величини  $c_i$  до базової довжини  $l_i$ :

$$\beta_i = \frac{c_i}{l_i}.$$

Для приведення  $\beta_i$  до базової довжини  $l_0$  необхідно вирахувати передаточне відношення:

$$\xi_i = \frac{l_0}{l_i}, \quad (1)$$

а потім, підставляючи значення  $l_i$  із формули (1), отримуємо:

$$\beta_i = \frac{c_i \xi_i}{l_0}. \quad (2)$$

Після того, як всі ланки розмірного ланцюга будуть приведені до однієї базової довжини, знаменник  $l_0$  відкидається і розрахунки ведуться тільки за відхиленнями, вказаними в чисельнику, які розглядаються як граничні відхилення лінійних розмірів, номінальний розмір яких дорівнює нулю.

Для подальших розрахунків необхідно визначити допуски для всіх ланок

$$\delta_{\beta_i} = \Delta_{B\beta_i} - \Delta_{H\beta_i} \quad (3)$$

і координати середин полів допусків:

$$\Delta_{0\beta_i} = \frac{\Delta_{B\beta_i} - \Delta_{H\beta_i}}{2}, \quad (4)$$

де  $\Delta_{B\beta_i}$ ,  $\Delta_{H\beta_i}$  – відповідно верхнє і нижнє граничне відхилення розміру ланки  $\beta_i$ .

Далі визначається допуск замикаючої ланки  $\delta_{\beta_\Delta}$ , координата середини поля допуску замикаючої ланки і його граничні відхилення за формулами:

$$\delta_\Delta = \sum_{j=1}^{n_j} \delta_j + \sum_{q=1}^{n_q} \delta_a = \sum_{i=1}^n \delta_i, \quad (5)$$

де  $\delta_\Delta$  – допуск замикаючої ланки

$$\Delta_{B\Delta} = \Delta_{0\Delta} + \frac{\delta_\Delta}{2}, \quad (6)$$

$$\Delta_{H\Delta} = \Delta_{0\Delta} - \frac{\delta_{\Delta}}{2}, \quad (7)$$

де  $\Delta_{B\Delta}$  і  $\Delta_{H\Delta}$  граничні відхилення розміру замикаючої ланки

$$\Delta_{0\Delta} = \sum_{j=1}^{n_j} \Delta_{0j} - \sum_{q=1}^{n_q} \Delta_{0q},$$

де  $\Delta_{0\Delta}$  – координата середини поля допуску замикаючої ланки.

Отримані значення граничних відхилень розміру  $\beta_{\Delta}$  в лінійних одиницях необхідно перенести в відносні, в чисельнику записуємо отримане граничне відхилення, а в знаменнику - базову довжину.

Для визначення координати середини поля допуску замикаючої ланки  $\Delta_{0\beta\Delta}$  необхідно встановити знаки складових ланок.

Так як розміри ланок задані не в градусах, а в лінійних відносних одиницях, то для визначення їх знаків потрібно умовно перейти від лінійних одиниць вимірювання кутів до вимірювання в градусах і визначити знаки ланок шляхом збільшення кутового розміру кожної складової ланки і оцінки впливу цього збільшення на кут замикаючої ланки. В кутових розмірних ланцюгах, які визначають паралельність осей або поверхонь, відсутня чисто виражена вершина кута. Тому для визначення знаків цих ланок необхідно вибрати вершину і зафіксувати її по схемі розмірного ланцюга.

#### Література

1. Якушев А.И., Федотов Н.Н. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения.- М.: Машиностроение, 1987.- 352с.

2. Допуски и посадки: Справочник в 2-х ч./ В.Д. Мягков, М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1983. - Ч.1,2.

*Рецензент д.т.н., проф. Г. А. Хайліс*

Ю.Л. Гунько, к.т.н., І. С. Забродоцька  
Луцький національний технічний університет

## **АВТОМАТИЧНИЙ ДОЗАТОР РІДКИХ КОМПОНЕНТІВ**

*У статті наведено нове конструктивне рішення об'ємного дозатора фіксованого рівня для рідких компонентів, дози яких поступають на тістомісильні машини, а також запропоновано методику розрахунку конструктивних елементів даного пристрою.*

**Постановка проблеми.** Дозування сировини є однією з найважливіших операцій у процесі приготування тіста. Основне призначення дозуючих пристроїв – забезпечити відмірювання заданої кількості матеріалу за масою (або ж підтримання заданої витрати компонента) із певною точністю. Від того, як буде проведена операція дозування, залежать властивості і технологічні параметри, а тому і якість готових виробів.

На хлібопекарських підприємствах для приготування тіста широко використовуються дозатори об'ємного типу для рідких компонентів (дросельні, барабанні, поплавкові, черпакові, фіксованого рівня, електродні, стаканчикові, шестеренні, поршневі). Основні вимоги, які ставляться до таких дозаторів, – це висока продуктивність, висока надійність роботи їх елементів та системи управління.

Автоматичні дозатори виконують подачу певної порції компонента і за своєю суттю є автоматичними регуляторами подачі. За принципом дії в основному на підприємствах харчової промисловості використовуються електричні, електромеханічні, електрогідравлічні, електропневматичні регулятори. Але регулятори, які містять елементи електричного типу, можуть бути досить складними і вимагають постійного контролю зі сторони персоналу високої кваліфікації. Тому виникає необхідність у впровадженні конструкцій дозаторів рідких компонентів з елементами, які мають механічний, гідравлічний чи пневматичний принципи дії при забезпеченні високого рівня показників якості процесу дозування.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Одним із дозаторів рідких компонентів, які використовуються для видачі доз при роботі тістомісильних машин Х-12 та Х-26, є дозатор фіксованого рівня [2], який працює за принципом заповнення мірної ємкості через впускний клапан до рівня, що відповідає розміщенню рідини у ємкості постійного рівня. Злив набраної дози виконується через випускний

клапан. Недоліком даної конструкції є значне зниження точності дозування через великий об'єм клапанної коробки.

**Метою дослідження** є розробка конструкції дозатора фіксованого рівня та методики розрахунку його елементів.

**Результати дослідження.** Дана конструкція автоматичного дозатора рідких компонентів (рис.1) містить мембранну засувку, яка складається з диска 18, прикріпленого до еластичної гумово-тканинної мембрани 11, робочої камери 13.

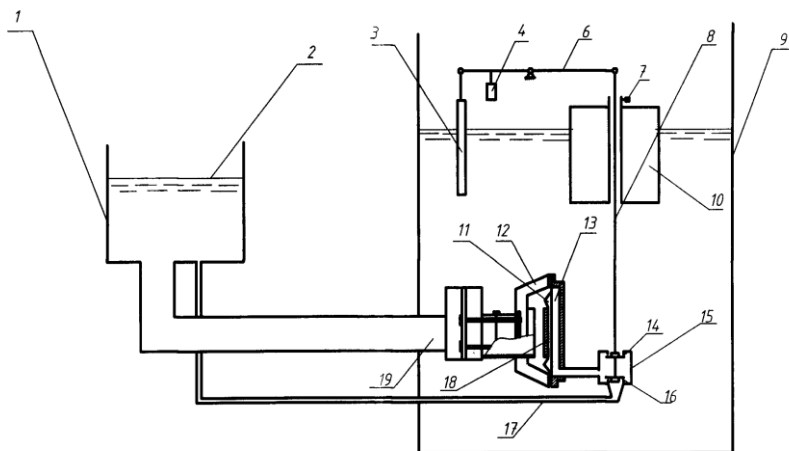


Рис.1. Конструкція автоматичного дозатора рідких компонентів

Корпус робочої камери через ребра жорсткості 12 з'єднаний з трубопроводом 19, який сполучає мірну ємкість 1 та ємкість постійного рівня 9. Двохклапанна коробка 15 з'єднана з ємкістю 9 отвором, а з ємкістю 1 - трубкою 17. Отвори і трубка перекриваються клапанами 14 та 16, які знаходяться на штоку 8, на якому встановлений поплавковий чутливий елемент 10. Чутливий елемент виконаний у вигляді порожнинного циліндра. Положення чутливого елемента регулюється гвинтом 7. Шток шарнірно зв'язаний з одним плечем коромисла 6, інше плече якого зв'язане із зануреною у рідину вертикальною герметичною трубкою 3. Площа січення трубки по її зовнішньому діаметру рівна добутку загальної площі поперечних січень порожнинного циліндра і штока і відношення довжин плеч коромисла. На одному з плеч встановлена калібрована вага 4, положення якої на коромислі визначає установку дозатора.

Певній порції рідини відповідає рівень 2. При опорожненні

мірної ємкості тиск на клапан 16 зменшується, шток 8 опускається і відкривається отвір, який сполучає ємкість 9 з робочою камерою 13, збільшується сила гідростатичного тиску, що діє на мембрану, яка прогинається, і рідина по трубопроводу поступає у ємкість 1. При досягненні рівня рідини у мірній ємкості заданого значення тиск на клапан 16 забезпечує підняття штоку із клапанами і відповідно перекривання отвору, який сполучає ємкість 9 із робочою камерою 13.

Розрахунок розробленого пристрою заключається у визначенні робочих розмірів мембрани і робочої камери, розрахунку пропускної здатності, обґрунтуванні параметрів імпульсної трубки, розрахунку давача.

Діаметр мембрани визначається, виходячи із забезпечення герметичності перекриття патрубка:

$$d_m = 1,4 \cdot d_n,$$

де  $d_n$  - діаметр патрубка, м.

Повний хід мембрани  $a_m$  приймаємо рівним не менше  $0,25 d_n$ .

Пропускна здатність визначається за формулою:

$$m \cdot Q = \mu \frac{\pi d_n}{4} \sqrt{2gz},$$

де  $\mu$  - коефіцієнт витрати (приймаємо рівним 0,43);  $z$  - гідравлічний перепад, м.

Діаметр імпульсної трубки визначається за рівнянням:

$$d_{im} = \sqrt{\frac{0,38 \cdot d_n \cdot d_m^2}{\mu_{im} \sqrt{2gz} T_3}},$$

де  $\mu_{im}$  – коефіцієнт витрати імпульсної трубки (приймаємо рівним 0,25);  $T_3$  – час закривання випускного отвору діафрагмою (становить 4...6 с).

**Висновок.** На основі аналізу конструкцій автоматичних дозаторів рідких компонентів і виходячи з вимог забезпечення надійності роботи пристрою та точності дозування запропоновано у конструкцію дозатора фіксованого рівня з гідравлічним принципом дії та розроблено методику розрахунку його елементів .

#### Література

1. Лисовенко А.Т. Технологическое оборудование хлебозаводов и пути его совершенствования. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982.– 392 с.



2. Азаров Б.М. и др. Технологическое оборудование хлебопекарских и макаронных предприятий. – М.: Агропромиздат, 1986 - 263с.

3. Технологічне обладнання хлібопекарських і макаронних виробництв /О.Т.Лісовенко, О.А.Руденко-Грицюк, І.Н.Литовченко і ін. – К.: Наукова думка, 2000. – 280 с.

4. Воронов А.А., Титов В.К., Новогранов Б.Н. Основы теории автоматического регулирования и управления.-М.: Высшая школа, 1977.-395с.

5. Штеренлихт Д.В. Гидравлика.-М.: Энергоатомиздат, 1984. - 640с.

*Рецензент д.т.н., проф. С.І. Пустюльга*

УДК 631.358:633.512

В.Ф. Дідух, д.т.н., І.В. Тараймович, І.М. Дударев, к.т.н.  
Луцький національний технічний університет

## **ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ТА КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ СЕПАРАТОРА ЛЬОНОВОРОХУ**

*У статті отримано аналітичні залежності, що дозволяють обґрунтувати конструктивні параметри сепаратора льоновороху та описати рух льоновороху сепаратором.*

**Постановка проблеми.** Льоноворох – це малосипка багатокомпонентна волокниста суміш, яку отримують шляхом обчісування льону-довгунця під час збирання. Внаслідок підвищеної вологості льоноворох необхідно сушити для збереження високих якісних показників насіннєвого матеріалу. Для зниження енерговитрат на переробку вороху перед сушінням проводять його сепарацію, в результаті якої від плутанини відділяються насіннєві коробочки та вільне насіння. Переробка льоновороху в господарствах характеризується низьким рівнем механізації та значною енергоємністю процесів, що в багатьох випадках призводить до відмови від існуючих засобів сепарації та сушіння і застосування ручної праці та природного сушіння. Це зумовлює залежність ефективності переробки від погодних умов, спричиняє погіршення якісних показників врожаю та веде до його втрати. Тому розробка

високоєфективних та енергоощадних засобів сепарації льонвороху, а також дослідження їх роботи є актуальним завданням.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Дослідженням процесу сепарації льонвороху та засобів для його реалізації займалися Боярчук Ю.І., Мелегов В.Б., Дідух В.Ф., Лачуга Д.Ю., Кірчук Р.В. та інші науковці [1-5]. В принцип роботи сепаратора, що пропонується, покладено поєднання процесу розтягування шару льонвороху з наданням йому коливань. Це зумовлює необхідність додаткових досліджень у цьому напрямку.

**Мета дослідження.** У результаті дослідження передбачається одержати аналітичні залежності, що дозволяють обґрунтувати конструктивні та кінематичні параметри сепаратора.

**Результати досліджень.** Розглянемо роботу сепаратора льонвороху [6] для обґрунтування його конструктивних і кінематичних параметрів (рис.1). Прийнемо наступні допущення: амплітуда коливань днища є незначною, тому величиною переміщення шару матеріалу в вертикальній площині можна знехтувати (припущення для визначення конструктивних параметрів); ворох, що подається на сепарацію, має однакові властивості та вміст складових; в процесі розтягування шару пальцями не відбувається його розриву; зміна висоти шару вздовж сепаратора має лінійний характер; ворох під час коливань днища не відривається від нього; розтягувальні секції є однаковими конструктивно, розміщені на одній горизонтальній осі вздовж днища; кутова швидкість кожної наступної секції більша за попередню  $\omega_3 > \omega_2 > \omega_1$ ; секції мають однаковий радіус  $r$ .

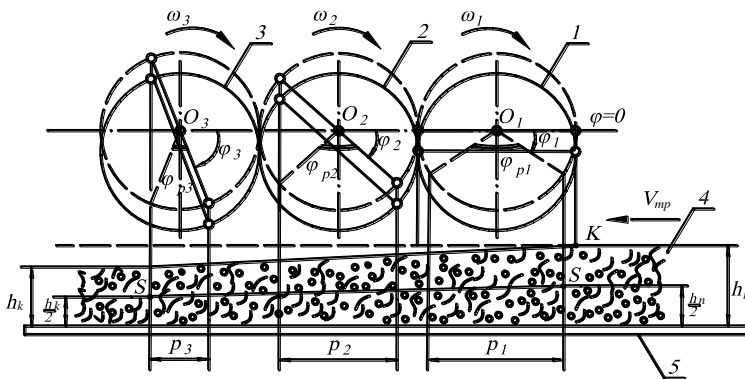


Рис. 1. Розрахункова схема роботи сепаратора: 1, 2, 3 – розтягувальні секції; 4 – льонворох; 5 – днище

Нехай на сепарацію подається шар вороху висотою  $h_n$ , а внаслідок його розтягування в кінці сепаратора отримуємо шар матеріалу висотою  $h_k$ . Проведемо відрізок  $S - S$ , що з'єднає точки, які лежать на висоті  $h_n / 2$  початкового шару та  $h_k / 2$  кінцевого шару (у площині рисунка). Допустимо, що переміщення шару матеріалу робочими органами починається, коли пальці занурюються у шар до рівня відрізка  $S - S$  і нижче. Обов'язковою умовою є те, що початок занурення пальця в матеріал (точка  $K$ ) має відбуватися в момент, коли  $\varphi = 0$  (якщо це відбуватиметься раніше, тоді ворох буде переміщуватися вправо, а це не допустимо). Приймаємо для всіх розтягувальних секцій, що відрахунок кута повороту  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  відбувається за годинниковою стрілкою, так як показано на рис.1.

Обґрунтуємо швидкість подавального транспортера  $V_{mp}$ . Оскільки за прийнятним допущенням переміщення шару матеріалу починається, коли палець опуститься в шар на величину  $h_n / 2$  (точка  $S$ ), то швидкість подавального транспортера  $V_{mp}$  має бути меншою за лінійну швидкість шару  $V_s$  при досягненні пальцем точки  $S$ . В іншому випадку відбуватиметься не розтягування вороху, а його стиск:

$$V_{mp} < V_s. \quad (1)$$

Визначимо значення кута повороту першої розтягувальної секції  $\varphi_s$ , при якому кінець пальця досягне точки  $S$  (рис.2):

$$LB = r \cdot \sin \varphi_1 = r \cdot \sin \varphi_s. \quad (2)$$

З іншої сторони,  $LB = h_n / 2$  за умови, що входження кінця пальця в шар (точка  $K$ ) відбувається при  $\varphi_1 = 0$ . Тоді матимемо:

$$r \cdot \sin \varphi_s = h_n / 2, \quad (3)$$

$$\varphi_s = \arcsin(h_n / 2r) \text{ або } \sin \varphi_s = h_n / 2r. \quad (4)$$

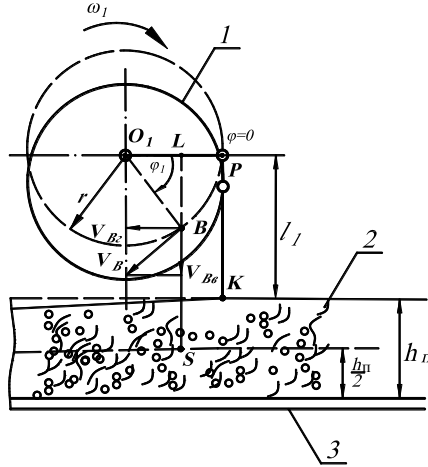


Рис. 2. Схема до визначення швидкості подавального транспортера  
 $V_{mp}$ : 1 – розтягувальна секція; 2 – льоноворох; 3 – днище

Розкладемо лінійну швидкість місця кріплення пальця до секції (точка  $B$ ) на вертикальну  $V_{Bv}$  та горизонтальну  $V_{Bz}$  складові. У даному сепараторі пальці здійснюють поступальний рух. Враховуючи сказане, можна записати:  $V_S = V_{Bz}$ . Так як  $V_{Bz} = V_B \sin \varphi_S$ , а також  $V_B = \omega_1 r$ , тоді:

$$V_{Bz} = \omega_1 r \sin \varphi_S. \quad (5)$$

Підставляючи значення в умову (1) матимемо:

$$V_{mp} < \omega_1 h_n / 2. \quad (6)$$

Аналіз схеми на рис.1 показує, що внаслідок зменшення висоти шару під час розтягування, зменшується довжина робочих зон розтягувальних секцій  $p_1 > p_2 > p_3$  (робоча зона – це зона, вздовж якої пальці розтягувальної секції діють на матеріал, перемішуючи його). Зменшення довжини робочих зон негативно впливає на сепарацію, оскільки внаслідок цього збільшуватиметься довжина розривів між ними, а це призводитиме до уповільнення швидкості матеріалу, його збивання (спресовування). Для усунення цього недоліку необхідно, щоб величина робочих зон всіх розтягувальних секцій була однаковою та максимально великою. Збільшити величину

робочої зони кожної наступної секції можна або опускаючи нижче кожну наступну секцію, або збільшуючи їх радіус. Ці способи є недоцільними, оскільки ускладнюють конструкцію сепаратора. Тому пропонується збільшувати довжину пальців кожної наступної секції, збільшуючи при цьому тривалість контакту пальця з ворохом.

Розглянемо схему на рис.3. Позначимо через  $L$  довжину сепаратора, на якій висота шару змінюється від початкового значення  $h_n$  до кінцевого  $h_k$ . Згідно з прийнятим допущенням зменшення висоти шару носить лінійний характер. Нехай точки  $S_2$  та  $S_3$  характеризують момент досягнення пальцями другої та третьої секцій відрізка  $S - S$ , тобто початку робочої зони.

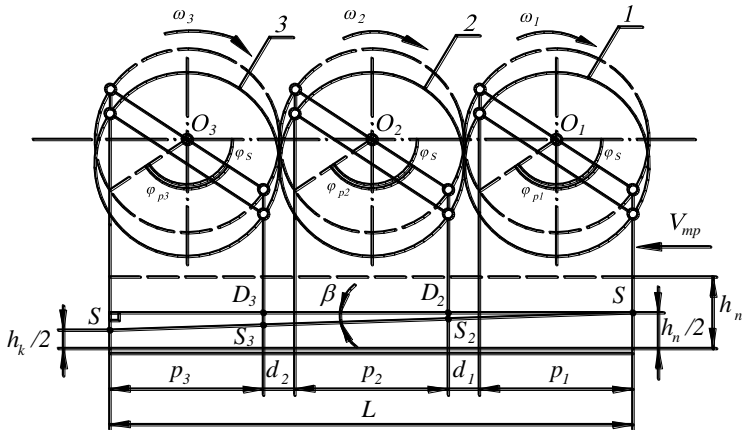


Рис. 3. Схема до визначення довжини пальців: 1, 2, 3 – розтягувальні секції

Визначимо значення кута  $\beta$ :

$$\beta = \arctg \left( (h_n - h_k) / 2L \right). \quad (7)$$

Відрізки  $D_2S_2$  та  $D_3S_3$  визначають величину, на яку необхідно збільшувати довжину пальців другої та третьої секції для того, щоб величина робочих зон всіх секцій була однаковою.

Зі схеми (рис.4) визначимо величину кута  $\varphi_p = \varphi_{p1}$ , що відповідає переміщенню пальця робочою зоною першої секції:

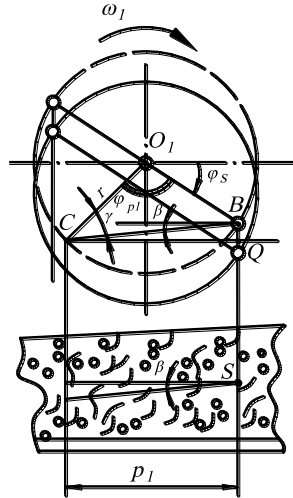


Рис. 4. Схема до визначення довжини робочих зон секцій

$$\varphi_{p1} = \pi - 2\gamma = \pi - 2(\varphi_s + \beta). \quad (8)$$

Враховуючи, що величина всіх робочих зон має бути однакою, та підставляючи (4) та (7) у (8), запишемо:

$$\varphi_p = \varphi_{p1} = \varphi_{p2} = \varphi_{p3} = \pi - 2 \left( \arcsin \left( \frac{h_n}{2r} \right) + \arctg \left( \frac{h_n - h_k}{2L} \right) \right). \quad (9)$$

З трикутника  $\Delta CO_1B$ :  $CB = 2r \cos(\varphi_s + \beta)$ , так як  $\gamma = \varphi_s + \beta$ .

З трикутника  $\Delta CQB$ :  $p_1 = CQ = CB \cos \beta$ , тоді довжини робочих зон:

$$p = p_1 = p_2 = p_3 = 2r \cos \beta \cdot \cos(\varphi_s + \beta). \quad (10)$$

Відстань між робочими зонами теж однакова і дорівнює:

$$d = d_1 = d_2 = 2r(1 - \cos \beta \cdot \cos(\varphi_s + \beta)). \quad (11)$$

Тоді з  $\Delta D_2S_2S$  (рис.3) визначимо величину, на яку необхідно збільшувати довжину пальців другої розтягувальної секції:

$$D_2S_2 = (p + d) \operatorname{tg} \beta, \text{ звідки } D_2S_2 = 2r \operatorname{tg} \beta. \quad (12)$$

Довжина пальця другої розтягувальної секції:

$$l_2 = l_1 + D_2S_2 = l_1 + 2r \operatorname{tg} \beta. \quad (13)$$

З  $\Delta D_3 S_3 S$  (рис.3) визначимо величину, на яку необхідно збільшувати довжину пальців третьої розтягувальної секції:

$$D_3 S_3 = 4rtg\beta. \quad (14)$$

Довжина пальця третьої розтягувальної секції:

$$l_3 = l_1 + D_3 S_3 = l_1 + 4rtg\beta. \quad (15)$$

Значення довжини пальців другої та третьої секцій:

$$l_2 = l_1 + r(h_n - h_k)/L \text{ та } l_3 = l_1 + 2r(h_n - h_k)/L. \quad (16)$$

Приймаємо, що швидкість шару льоновоороху довжиною  $dl$  в робочих зонах розтягувальних секцій рівна горизонтальній складовій лінійної швидкості точки кріплення пальця (точка  $B$ ). Враховуючи сказане, швидкість переміщення шару матеріалу довжиною  $dl$  для кожної робочої зони можна записати:

$$\begin{cases} V_{BC_1} = \omega_1 r \sin(\omega_1 t_1); \\ V_{BC_2} = \omega_2 r \sin(\omega_2 t_2); \\ V_{BC_3} = \omega_3 r \sin(\omega_3 t_3). \end{cases} \quad (17)$$

Для визначення шляху переміщення матеріалу робочою зоною вздовж осі  $OX$  (напрямок осі  $OX$  співпадає з напрямком руху матеріалу вздовж горизонталі) проінтегруємо рівняння (17). Нехай початок координат для кожної робочої зони співпадає з початком відповідної зони (рис.5), а також приймаючи початкові умови  $t_1 = t_2 = t_3 = 0$ ,  $x_1 = x_2 = x_3 = 0$ , матимемо:

$$\begin{cases} x_1 = r(1 - \cos(\omega_1 t_1)); \\ x_2 = r(1 - \cos(\omega_2 t_2)); \\ x_3 = r(1 - \cos(\omega_3 t_3)). \end{cases} \quad (18)$$

Розіб'ємо шлях переміщення матеріалу вздовж сепаратора на ділянки (рис.5). Довжина ділянок 2, 4 та 6 відповідає робочим зонам, відповідно, першої, другої та третьої секцій. Довжина ділянки 1 визначається кутом  $\varphi_s$  і є відстанню, яку проходить ворох до моменту його захоплення пальцем першої секції. Довжина ділянок 3 та 5 являє собою відстань між робочими зонами 1 – 2 та 2 – 3. Довжина ділянки 7 – відстань, яку проходить матеріал, що вийшов із робочої зони третьої секції до моменту вивантаження з сепаратора.

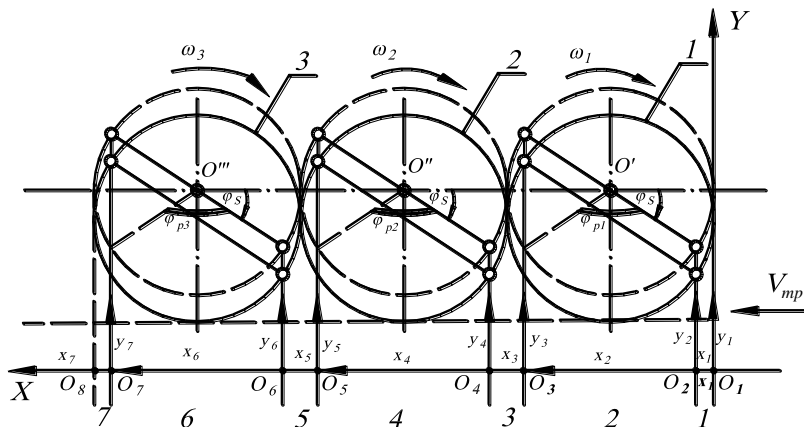


Рис. 5. Схема до визначення переміщення вороху вздовж сепаратора: 1, 2, 3 – розтягувальні секції

Враховуючи прийняті допущення, складемо рівняння, що описують переміщення вороху довжиною  $dl$  ділянками сепаратора. Врахуємо, що переміщення матеріалу у вертикальній площині описується рівняннями, отриманими для днища сепаратора [7]. Приймаємо, що початок координат  $X_i O_i Y_i$  для кожної ділянки співпадає з точками, що лежать на початку відповідних ділянок (точки  $O_1, O_2, O_3, O_4, O_5, O_6, O_7$ ). Також введемо загальні координати  $XOY$  з початком в точці  $O_1$ . Рівняння, що описують переміщення вороху вздовж осі  $OX$  на кожній ділянці, отримаємо шляхом додавання до координат розглядуваної ділянки довжини попередніх ділянок. Рівняння, що описують переміщення вороху вздовж осі  $OY$  на кожній ділянці, отримаємо шляхом додавання до часу розглядуваної ділянки часу проходження матеріалом попередніх ділянок. За залежностями (19)-(28), що наводяться нижче, побудуємо траєкторію переміщення шару вороху вздовж сепаратора (рис.6).



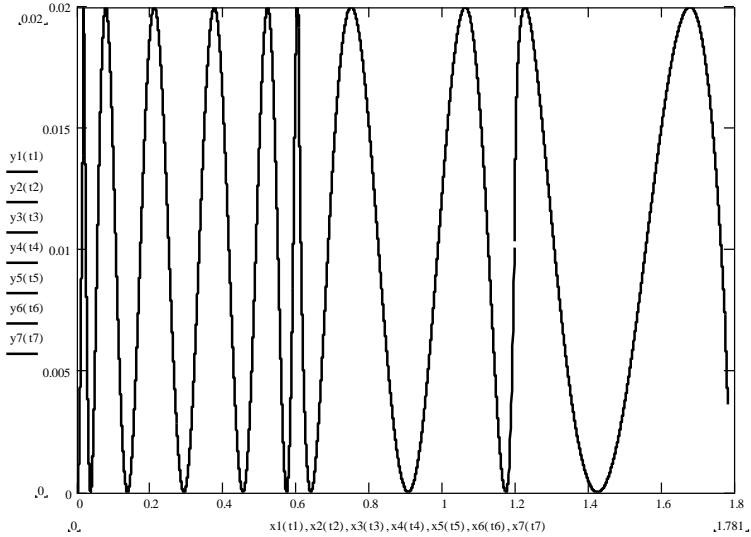


Рис. 6. Траекторія переміщення шару льоновороху сепаратором, побудована за рівняннями (19)-(28)

Рівняння, що описують переміщення льоновороху ділянками сепаратора в загальних координатах  $XOY$  :

Ділянка 1.

$$\begin{cases} x(t_1) = V_{mp} t_1; \\ y(t_1) = r_k (1 - \cos(\omega t_1)); \end{cases} \quad (19)$$

де  $r_k$  – радіус кривошипа приводу днища сепаратора;

$\omega$  – кутова швидкість кривошипа приводу днища.

Час переміщення матеріалу ділянкою 1 змінюється в межах від  $t_1 = 0$  до  $t_1 = \varphi_s / \omega_1$ .

Ділянка 2.

$$\begin{cases} x(t_2) = r(1 - \cos(\omega t_2)) + V_{mp} \varphi_s / \omega_1; \\ y(t_2) = r_k (1 - \cos(\omega(t_2 + \varphi_s / \omega_1))). \end{cases} \quad (20)$$

Час переміщення матеріалу ділянкою 2 змінюється в межах від  $t_2 = 0$  до  $t_2 = \varphi_p / \omega_1$ .

Ділянка 3. Припустимо, що на цій ділянці швидкість матеріалу матиме значення, яке дорівнює половині суми значень швидкості матеріалу в кінцевій точці другої ділянки і в початковій точці четвертої ділянки, тобто:

$$V_{M3} = (\omega_1 \cdot r \cdot \sin(\varphi_s + \varphi_p) + \omega_2 \cdot r \cdot \sin \varphi_s) / 2. \quad (21)$$

$$\begin{cases} x(t_3) = V_{M3}t_3 + r(1 - \cos(\varphi_p)) + V_{mp} \varphi_s / \omega_1; \\ y(t_3) = r_k (1 - \cos(\omega(t_3 + (\varphi_s + \varphi_p) / \omega_1))). \end{cases} \quad (22)$$

Час переміщення матеріалу ділянкою 3 змінюється в межах від  $t_3 = 0$  до  $t_3 = 2r(1 + \cos(\varphi_s + \varphi_p)) / V_{M3}$ .

Ділянка 4.

$$\begin{cases} x(t_4) = r(1 - \cos(\omega_2 t_4)) + r(1 - \cos(\varphi_p)) + V_{mp} \frac{\varphi_s}{\omega_1} + \\ + 2r(1 + \cos(\varphi_s + \varphi_p)); \\ y(t_4) = r_k \left( 1 - \cos \left[ \omega \left( t_4 + \frac{2r(1 + \cos(\varphi_s + \varphi_p))}{V_{M3}} + \frac{\varphi_s + \varphi_p}{\omega_1} \right) \right] \right). \end{cases} \quad (23)$$

Час переміщення матеріалу ділянкою 4 змінюється в межах від  $t_4 = 0$  до  $t_4 = \varphi_p / \omega_2$ .

Ділянка 5. Припустимо, що на цій ділянці швидкість матеріалу матиме значення, яке дорівнює половині суми значень швидкості матеріалу в кінцевій точці четвертої ділянки і в початковій точці шостої ділянки, тобто:

$$V_{M5} = (\omega_2 \cdot r \cdot \sin(\varphi_s + \varphi_p) + \omega_3 \cdot r \cdot \sin \varphi_s) / 2. \quad (24)$$

$$\begin{cases} x(t_5) = V_{M5}t_5 + 2r(1 - \cos(\varphi_p)) + V_{mp} \frac{\varphi_s}{\omega_1} + 2r(1 + \cos(\varphi_s + \varphi_p)); \\ y(t_5) = r_k \left( 1 - \cos \left[ \omega \left( t_5 + \frac{\varphi_p}{\omega_2} + \frac{2r(1 + \cos(\varphi_s + \varphi_p))}{V_{M3}} + \frac{\varphi_s + \varphi_p}{\omega_1} \right) \right] \right). \end{cases} \quad (25)$$

Час переміщення матеріалу ділянкою 5 змінюється в межах від  $t_5 = 0$  до  $t_5 = 2r(1 + \cos(\varphi_s + \varphi_p)) / V_{M5}$ .

Ділянка 6.

Час переміщення матеріалу ділянкою 6 змінюється в межах від  $t_6 = 0$  до  $t_6 = \varphi_p / \omega_3$ .

$$\left\{ \begin{array}{l} x(t_6) = \left( \begin{array}{l} r(1 - \cos(\omega_3 t_6)) + 4r(1 + \cos(\varphi_s + \varphi_p)) + \\ + 2r(1 - \cos(\varphi_p)) + V_{mp} \frac{\varphi_s}{\omega_1} \end{array} \right); \\ y(t_6) = r_k \left( 1 - \cos \left[ \omega \left( \begin{array}{l} t_6 + \frac{\varphi_p}{\omega_2} + \frac{2 \cdot r(1 + \cos(\varphi_s + \varphi_p))}{V_{M5}} + \\ + \frac{\varphi_s + \varphi_p}{\omega_1} + \frac{2r(1 + \cos(\varphi_s + \varphi_p))}{V_{M3}} \end{array} \right) \right] \right) \end{array} \right. \quad (26)$$

Ділянка 7. Припустимо, що на цій ділянці швидкість матеріалу матиме значення, яке дорівнює значенню швидкості матеріалу в кінцевій точці шостої ділянки, тоді:

$$V_{M7} = \omega_3 r \sin(\varphi_s + \varphi_p), \quad (27)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} x(t_7) = \omega_3 r t_7 \sin(\varphi_s + \varphi_p) + 3r(1 - \cos(\varphi_p)) + V_{mp} \frac{\varphi_s}{\omega_1} + 4r(1 + \cos(\varphi_s + \varphi_p)); \\ y(t_7) = r_k \left( 1 - \cos \left[ \omega \left( \begin{array}{l} t_7 + \frac{\varphi_p}{\omega_3} + \frac{2r(1 + \cos(\varphi_s + \varphi_p))}{V_{M3}} + \frac{\varphi_p}{\omega_2} + \frac{\varphi_s + \varphi_p}{\omega_1} + \\ + \frac{2r(1 + \cos(\varphi_s + \varphi_p))}{V_{M5}} \end{array} \right) \right] \right) \end{array} \right. \quad (28)$$

Час переміщення матеріалу ділянкою 7 змінюється в межах від  $t_7 = 0$  до  $t_7 = r(1 + \cos(\varphi_s + \varphi_p)) / V_{M7}$ .

**Висновки.** Швидкість переміщення вороху у всіх робочих зонах секцій зростає в діапазоні кутів  $0^\circ \leq \varphi_i \leq 90^\circ$ , а в діапазоні  $90^\circ \leq \varphi_i \leq 180^\circ$  – зменшується. Сепарувальний ефект від коливного руху днища буде зменшуватися з кожною наступною секцією, оскільки лінійна швидкість вороху буде зростати, а, відповідно, кількість коливань шару матеріалу в кожній наступній робочій зоні буде зменшуватися. У межах кожної робочої зони інтенсивність коливань шару матеріалу буде зменшуватися в діапазоні кутів

$0^\circ \leq \varphi_i \leq 90^\circ$ , а в діапазоні кутів  $90^\circ \leq \varphi_i \leq 180^\circ$  - буде збільшуватися, внаслідок відповідної зміни швидкості переміщення вороху.

#### Література

1. Боярчук Ю.И. Повышение эффективности послеуборочной обработки льновороха путем его сепарации перед сушкой: автореф. дисс. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.20.01 "Технологии и средства механизации сельского хозяйства". – М., 1994. – 13 с.

2. Мелегов В.Б. Исследование процесса сепарации грубого вороха, получаемого при комбайновой уборке льна-долгунца: автореф. дисс. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.20.01 "Технологии и средства механизации сельского хозяйства". – Минск, 1973. – 15 с.

3. Дідух В.Ф. Підвищення ефективності сушіння сільськогосподарських рослинних матеріалів: Монографія. – Луцьк: ЛДТУ, 2002. – 165с.

4. Кірчук Р.В. Розробка сепаратора вороху льону: дис...канд. техн. наук: 05.05.11. – Луцьк, 2001. – 198 с.

5. Лачуга Д.Ю. Обоснование процессов и рабочих органов для разделения сырого льновороха [Технические средства аксиально-роторного и решетчато-гребенчатого типов для выделения путанины, коробочек и семян льна]. – Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.20.01. – Москва, 2007. – 18 с.

6. Патент на корисну модель №35570 Україна, МПК F26B9/06. Сепаратор вороху / Дударев І.М.; Тараймович І.В. Заявлено 25.04.2008; Опубл. 25.09.2008; Бюл. № 18.

7. Тараймович І.В., Дударев І.М., Дідух В.Ф. Дослідження процесу переміщення коробочки льону по днищу сепаратора // Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. Збірник наукових праць. - Випуск 3(43). – Рівне, 2008. – С. 273-279.

## ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ СТРІЧКОВО-ВАЛЬЦЕВОГО ПЛЮЩИЛЬНОГО АПАРАТА ДЛЯ СТЕБЕЛ ЛЬОНУ

*В статті наведено переваги та метод аналітичного розрахунку стрічково-вальцевого площильного апарата.*

**Постановка проблеми.** При збиранні льону-довгунця важливе місце займає якість продукції, особливо якісні показники льоноволокна. Збирання льону і виробництво з нього волокна можна поділити на три етапи: збирання (брання стебел льону, обчісування головок); одержання льонотрести; первинна переробка льонотрести.

Встановлено, що для того, щоб волокно було високої якості, необхідно, щоб збирання проводилось протягом 8-10 днів і щоб стебла пройшли певний період вилежування. Значно скорочує час вилежування: збільшується вихід волокна і покращується його якість при плющенні прикореневої частини стебел льону перед розтилянням для вилежування в тресту (1,2).

**Аналіз досліджень і публікацій.** Процес плющення стебел льону перед вилежуванням досліджується давно. В результаті запропоновано різні способи виконання даної операції: прикочування соломки до стелища, застосування причіпних площинних агрегатів, обладнання льоно-комбайнів площильними вальцями різних конфігурацій. Найбільшого поширення набули площильні апарати з двома площильними вальцями, розміщеними один над одним і один з яких підпружинений. Параметри і режим роботи таких вальців досліджені багатьма авторами і достатньо повно (1,2,5).

Дані апарати мають ряд суттєвих недоліків. При засміченості льону бур'янами стебла інколи нагромаджуються перед вальцями, утворюючи нерівномірну за товщиною стрічку, а при проходженні через щілину не всі розплюшуються. Порівняно великі габаритні розміри таких апаратів. Одним із суттєвих недоліків є те, що при проходженні через бральні рівчаки і затискний транспортер льонокомбайна стрічка льону у верхній частині ущільнюється на 65 %, а товщина нижньої прикореневої частини залишається майже на рівні початкової. Тому при проходженні через вальці прикоренева частина стебел проковзує і проходить із запізненням, що збільшує розтягування стрічки.

**Мета досліджень** - аналітичний розрахунок запропонованого стрічково-вального апарату, в якому стебла льону в площинну щільну подаються стрічковим транспортером, а розплющування проводиться між ведучим барабаном транспортера і верхнім підпружиненим вальцем.

**Результати дослідження.** Запропонований площинний апарат (рис.1,а) дає можливість забезпечити подачу стебел в зону плющення без затримки і менш енергозатратний. Він включає в себе стрічковий транспортер 1 з ведучим барабаном 4 і верхній площинний підпружинений валець 3, який обладнаний механізмом регулювання сили притискання до нижнього барабана 4.

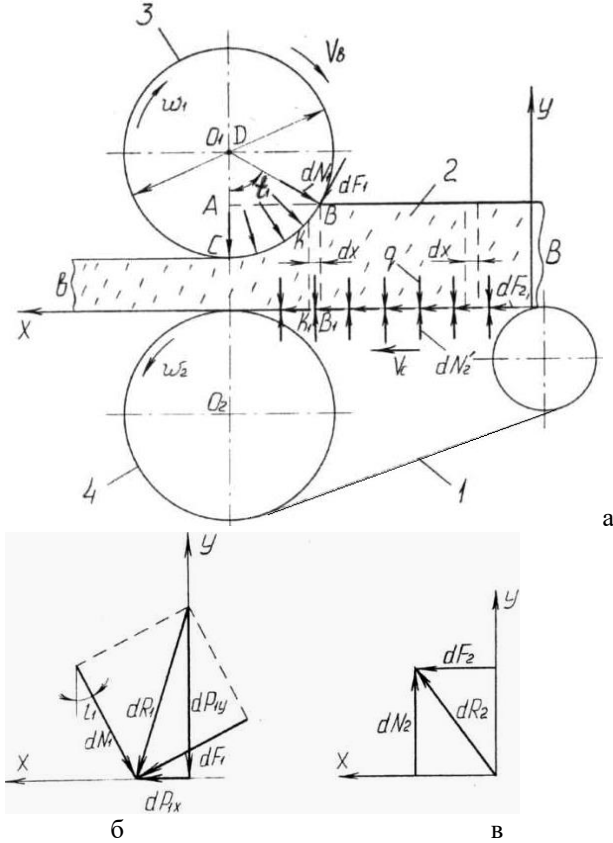


Рис. 1. Схема роботи стрічкового конвеєра і площинного вальця: а - схема взаємодії сил реакції; б - схема сил дії верхнього вальця на стрічку; в - схема дії сил транспортера на стрічку

Пристрій працює наступним чином. Стебла льону 2 транспортером 1 підводяться в зону плющення між верхнім підпружиненим вальцем 3 і нижнім ведучим барабаном 4 транспортера. Примусове обертання верхнього вальця 3 і подача стебел льону транспортером 1 запобігають забиванню зазору камери плющення. Ступінь розплющування регулюється пружинами верхнього вальця.

Для розрахунку параметрів плющильного вальця і ведучого барабана транспортера проведемо осі координат так, щоб вісь  $X$  співпадала з напрямком руху робочої вітки транспортера і, відповідно, з напрямком руху стрічки льону, а вісь  $Y$  перпендикулярно руху стрічки в сторону плющильного вальця (рис.1,а). Виділимо невеликий відрізок стрічки льону  $dx$ , який буде рухатися разом робочою віткою транспортера із швидкістю  $V_c$ . Зі сторони транспортера на стрічку діють нормальна сила і сила тертя, які будуть розподілятися по всій робочій поверхні транспортера. Величину цих сил на елемент стрічки  $dx$  можна виразити формулою:

$$dN_2 = qdx, \quad (1)$$

$$dF_2 = f_2 dN_2 = f_2 q dx, \quad (2)$$

де  $dN_2$  - нормальна сила тиску частини транспортера  $dx$  на взаємодіючі з нею стебла стрічки, Н;  $dF_2$  - сила тертя льону по гумі, направлена в сторону руху стрічки льону, Н;  $f_2$  - коефіцієнт тертя стебел по матеріалу стрічки транспортера;  $q$  - питома вага стрічки льону, Н/м.

При підході до плющильного зазору на верхню частину елемента стрічки льону зі сторони вальця буде діяти нормальна сила  $dN_1$  і сила тертя  $dF_1$ , стебла направлені в сторону обертання вальця. Для того, щоб не пошкоджувались при плющенні (не перекручувались і не перетирались), необхідно, щоб колова швидкість вальця  $V_v$  була рівною лінійній швидкості руху стрічки  $V_c$ , тобто діаметри барабана і вальця повинні бути однаковими.

Рівнодіючу силу  $dN_1$  і  $dF_1$  позначимо  $dR_1$  і розкладемо її на дві складові  $dP_{1x}$  і  $dP_{1y}$  (рис.1,б). Під дією  $dy$  на деякому відрізку дуги вальця ВК (рис.1,а) частина стрічки  $dx$  і, відповідно, вся стрічка льону буде ущільнюватись за рахунок вирівнювання викривлених стебел, втискування одних в проміжки між іншими і часткової їх деформації.

Складова  $dP_{1x}$  буде виштовхувати стебла назад або протягувати їх в площинну щілину. Від величини кута  $t_2$  і, відповідно, діаметра вальця буде залежати напрямок цієї сили.

В момент захоплення частинки стрічки вальцем (позначимо цю точку буквою К) складова  $dP_{1y}$  буде передаватись через стебла на робочу вітку конвеєра, створюючи нормальну силу  $dN_2$  і, відповідно, силу тертя  $dF_2$  (рис.1, в).

Найбільш несприятливі умови для захвату частинки стрічки льону  $dx$  будуть в точці К. При зменшенні кута  $t_1$  зростає проекція сили  $dF_1$  на вісь X, яка співпадає з напрямком руху стрічки транспортера, і, відповідно, нормальна реакція  $dN_1$ .

Отже, елемент стрічки льону  $dx$  буде протягуватись в щілину площинного апарата за умови, що проекція всіх сил на даний елемент (на вісь X) складуть рівняння рівноваги або їх сумарна сила буде направлена в сторону руху стрічки льону:

$$dN_1 = p dx; \quad (3)$$

$$dF_1 = f_1 dN_1 = f_1 p dx; \quad (4)$$

$$dN_2 = dP_{1y} + q dx = dN_1 \cos t + f_1 dN_1 \sin t + q dx; \quad (5)$$

$$df_2 = f_2 dN_2 = f_2 (dN_1 \cos t + f_1 dN_1 \sin t + q dx), \quad (6)$$

де  $p$  – тиск площинного вальця на елемент стрічки льону  $dx$ , Н/м<sup>2</sup>;  $dx$  – елемент стрічки льону, на яку діє сила  $dN$ , м;  $f_1$  і  $f_2$  – коефіцієнти тертя вальця і транспортера із стеблами льону (так як валець і стрічка транспортера прогумовані, то  $f_1 = f_2 = f = 0,56...0,90$ ).

Проектуючи нормальні сили і сили тертя на вісь X і враховуючи умову зтягування, одержимо рівняння:

$$dF_1 \cos t + dF_2 \geq dN_1 \sin t_1, \quad (7)$$

або:

$$f_1 dN_1 \cos t_1 + f_2 dN_1 \cos t_1 + f_1 f_2 dN_1 \sin t_1 + f_2 q dx \geq dN_1 \sin t_1$$

Скоротивши і замінивши рівняння  $f_1$  і  $f_2$  через  $f$  одержимо:

$$2f \sin t_1 + f^2 d \sin t_1 + f \frac{q}{dN_1} dx \geq \sin t_1.$$

Так як вираз  $q/dN_1 dx$  порівняно з іншими складовими силами має дуже мале значення і майже не впливає на результати розрахунків, то третій доданок  $\frac{f}{dN_1} dx$  можна відкинути і формула (7) матиме вигляд:

$$2f \sin t_1 + f^2 d \sin t_1 \geq \sin t_1. \quad (8)$$



З трикутника  $O_1BA$  можна визначити:

$$\cos t_1 = \frac{O_1A}{O_1B} = \frac{(R - (B - b))}{R}. \quad (9)$$

Підставивши значення  $\cos t_1$  в формулу (8) і зробивши перетворення одержимо:

$$\frac{(R - (B - b))}{R} \geq \frac{1 - f^2}{1 + f^2} \quad (10)$$

і відповідно:

$$D_1 = D_2 = 2R \geq \frac{2B(1 - E_{nl.})}{1 - \frac{1 - f^2}{1 + f^2}}, \quad (11)$$

де  $E_{nl.}$  - коефіцієнт деформації плющення;  $f$  - коефіцієнт тертя стебел льону з матеріалом транспортера і поверхнею вальця;  $B$  - товщина стрічки льону.

**Висновки.** Порівнявши з теоретичними дослідженнями двохвальцьового плющильного апарата (5), запропонований плющильний апарат дає можливість зменшити діаметри вальця і ведучого барабана транспортера в два рази та забезпечує протягування стрічки льону без перекосів і проковзування, що значно зменшує розтягування стрічки і якість льонотрости. Запропонований аналітичний метод розрахунку дає можливість визначити параметри плющильного апарата для різних умов роботи.

#### Література

1. Лурье А.Б., Громчевський А.А., Расчет и конструирование сельскохозяйственных машин. – Ленинград: Машиностроение, 1977.
2. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов. – Киев: УААН, 1994.
3. Красельский И.В. Физико-механические свойства стеблестоя льна и конопли. – М.: ВИСХОМ, 1989.
4. Летошнев М.Н., Сельскохозяйственные машины. – М.: Сельхозиздат, 1955.
5. Хайлис Г.А. Розрахунок робочих органів збиральних машин. – Київ: НМКВО, 1991.

*Рецензент д.т.н., проф. В. Ф. Дідух*

О.П. Домбровська, к.т.н., С.М. Коб'яков, к.с.-г.н.,  
А.Г. Домбровський, к.т.н.  
Херсонський національний технічний університет

## ТЕХНОЛОГІЯ ПІДГОТОВКИ ЛЬОНОСИРОВИНИ ДО КОТОНІЗАЦІЇ ТА ОДЕРЖАННЯ КОТОНІНУ

*Стаття присвячена актуальному питанню удосконалення технології котонізації в Україні. Наведено результати переробки низькосортної лляної сировини у котонізоване волокно за розробленою технологією.*

**Постановка проблеми.** Відомо, що процес котонізації короткого лляного волокна в основному полягає в штапелюванні волокна, очищенні його від костриці та розщепленні на елементарні волокна. В цілому, якщо говорити про особливості всіх відомих схем переробки лляного волокна в котонін, слід зазначити, що їх відмінність полягає в способі штапелювання волокон, а інші операції здійснюються за допомогою чесальних і стрічкових машин різних марок та модифікацій при різному їх розміщенні в технологічному ланцюжку. Однак існуючі лінії забезпечують вихід волокна, придатного для переробки за бавовняною системою прядіння, у якому волокна прядильної групи дуже відрізняються за довжиною, що не сприяє раціональному налагодженню прядильного обладнання та отриманню якісної пряжі [1,2].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** В Україні питанням котонізації льоноволокна займаються вчені Київського національного університету технологій та дизайну (м. Київ), УкрНДІП, а також Херсонського національного технічного університету [2, 3, 4].

Промислові партії лляного котоніну переробляють Донецький і Тернопільський бавовняні комбінати, Черкаська ватяна фабрика, з короткого лляного волокна виробляють котонін Старосамбірській льонокомбінат, ВАТ "Генічеській текстиль", ВАТ "Волтекс".

**Мета дослідження.** З метою підвищення відсотка виходу прядильних волокон нами було проведено ряд теоретичних і експериментальних досліджень, на підставі яких був розроблений спосіб отримання льоноволокна, придатного до котонізації [4]. В даному способі задану штапельну довжину одержують на стадії первинної обробки льоносировини після її попереднього промину.

**Результати дослідження.** На основі результатів теоретичних і експериментальних досліджень розроблено технологічний процес підготовки лляного сирцю до котонізації й отримання з нього котоніну. Згідно з запропонованою технологією, процес обробки низькосортної лляної сировини та отримання з неї котоніну здійснюється на стандартному обладнанні заводів з переробки лляного волокна і бавовнопереробних підприємств, але технологічний ланцюжок доповнено дослідними м'яльною та різальною машинами.

Таким чином, результатом теоретичних, експериментальних та виробничих досліджень є розробка технологічного процесу отримання котоніну з низькосортної лляної сировини, схему якого наведено на рис.1. Запропонований технологічний процес складається з нижчеописаних операцій:

### 1. Підсушування лляної сировини та подача її до обробки.

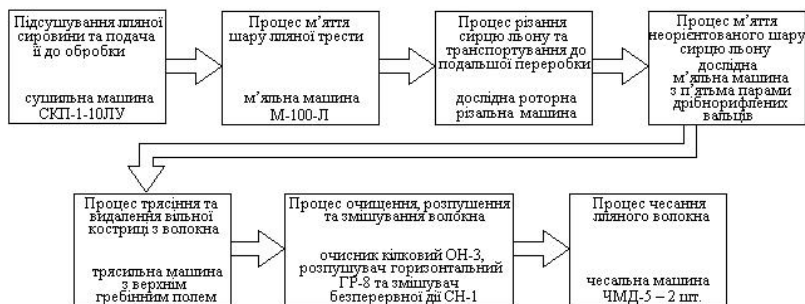


Рис.1. Схема технологічного процесу отримання котоніну з низькосортної лляної сировини

Згідно з нижченаведеною схемою технологічного процесу, сланка треста льону з снопів розбирається вручну і надходить на м'яльну машину, причому стебла трести подаються шаром, перпендикулярним до твірної вальців м'яльної машини. Снопове живлення сировиною зумовлено необхідністю подачі стебел трести під кутом 90°.

У разі надходження до обробки трести підвищеної вологості (вище за 17%) необхідно здійснювати її підсушування. Підсушування сланкої трести до технологічної вологості здійснюється на сушильній машині СКП-1-10ЛУ.

### 2. Процес м'яття шару лляної трести.

Проминання стебел лляної трести відбувається на м'яльній машині М-100-Л, що традиційно застосовується на льонозаводах в процесі виготовлення довгого волокна. Матеріал, одержуваний на

м'яльній машині, називають сирцем. М'яльна машина М-100-Л є частиною м'яльно-тіпального агрегату, де здійснюється попереднє руйнування деревени стебел з частковим відділенням від волокна.

3. Процес різання сирцю льону та транспортування до подальшої переробки.

Наступний етап переробки полягає в інерційній подачі пром'ятих стебел трести льону (сирцю) до дослідної різальної машини, де здійснюється його різання на задану довжину. Отриманий таким чином різаний сирець льону надходить в бункер, з якого переміщується вниз до дослідної м'яльної машини з дрібнорифленими вальцями, застосування якої обумовлено необхідністю більш ретельно руйнувати деревену, яка ще частково знаходиться на різаному волокні.

4. Процес м'яття неорієнтованого шару сирцю льону.

Для подальшого порушення зв'язку між волокном і напівзруйнованою деревиною стебла, а також переходу костриці у вільний стан та її видалення неорієнтований шар штапельованого лляного сирцю піддають додатковому м'яттю на дослідній м'яльній машині, яка має п'ять пар дрібнорифлених вальців.

5. Процес трясіння та видалення вільної костриці з волокна.

Видалення вільної костриці з отриманого волокна та його часткове розпушування відбувається за допомогою трясильної машини з верхнім гребінним полем. Дана трясильна машина є частиною куделеприготувального агрегату, і застосування саме такої машини, а не машини з нижнім гребінним полем зумовлено тим, що при обробці вкороченого до певної довжини волокна його переміщення відбувається не по колосниковій решітці, а по транспортеру. Через велику відстань між колосниками решітки можливе випадання вкороченого волокна разом з кострицею в бункер для відходів, а застосування транспортеру, який складається з перфорованих планок, певною мірою виключає випадання волокна у бункер.

6. Процес очищення, розпушення та змішування волокна.

З метою поліпшення прядильних властивостей та отримання котоніну волокно, підготовлене до котонізації, надходить в очисник кілковий ОН-3, де відбувається його подальше очищення від костриці та смітних домішок. Даний очисник призначений для розпушення та очищення бавовняних волокон, що перебувають у вільному стані. Очищення волокон в нахилених кілкових очисниках відбувається на поверхні колосникової решітки при відповідно невеликій швидкості робочих органів. При цьому виключається пошкодження і

перенапруження волокон, а костриця та смітні домішки попадають у герметичну камеру для відходів.

Розпушення штапельованого лляного волокна відбувається шляхом обробки на горизонтальному розпушувачі ГР-8 за рахунок ударного впливу ножів барабана на волокно. Процес розпушення здійснюється для підвищення ефективності очищення волокон від смітних домішок, подальшого розщеплення та змішування волокон.

У змішувачі безперервної дії СН-1 відбувається рівномірний розподіл волокон по всій масі продукту та перемішування їх між собою. Змішування здійснюється з метою отримання більш однорідної за складом і фізико-механічними властивостями пряжі заданої якості та вартості під час подальшого прядіння.

#### 7. Процес чесання лляного волокна.

Процес чесання вкорочених волокон льону, які надходять після очищення, розпушення та змішування, відбувається на машині ЧМД-5. Метою чесання є видалення з волокнистої маси смітних домішок, а також коротких, пошкоджених волокон. Окрім цього, на чесальній машині відбувається роз'єднання жмутів на елементарні волокна, часткове розпрямлення волокон й розміщення їх паралельно одне одному. Костриця, смітні домішки та невелика кількість волокон забиваються між голками головок та зубцями головного барабана, при цьому утворюються відходи – головкові та барабанні пачоси. Для поліпшення якісних характеристик вихідного продукту (котоніну) волокно піддавалося дворазовому чесанню на машині ЧМД-5.

**Висновки.** За даною технологією було отримано котонізоване волокно зі сланкої трести льону сорту Мрія з відокремлюваністю 10,0. Сирець льону було вкорочено до довжини 45 мм; після м'яття, різання та трясіння волокно на заключному етапі пройшло очищення, розпушення та змішування, а також дворазове чесання на чесальній машині ЧМД-5.

Для вибору системи прядіння та забезпечення стабільності перебігу процесу переробки котоніну в пряжу було визначено основні фізико-механічні показники одержаних котонізованих лляних волокон: вміст волокон прядильної групи завдовжки 36-40 мм – 55,11%; штапельна довжина – 41,8 мм; середній діаметр – 16,4 мкм; лінійна щільність – 0,33 текс; розривне навантаження – 7,37 сН; засміченість – 0,77 %.

Фізико-механічні показники отриманого волокна свідчать про можливість отримання пряжі високої якості за рахунок удосконалення процесу підготовки лляної сировини до котонування [5].

Волокно з даними фізико-механічними показниками може

бути перероблено у пряжу на обладнанні бавовняних комбінатів, застосування очищених штапельованих лляних волокон завдовжки 36-40 мм дає можливість формувати сировинні суміші для виготовлення високоякісної льонобавовняної пряжі середньої лінійної щільності.

Останнім часом на світовому ринку ціни на бавовну і довге волокно льону майже не відрізняються. При впровадженні нової технології не передбачається одержання довгого волокна з трести № 0,75 та № 1,00, а з усієї маси трести виробляється котонін, тому відсутні відходи тіпання, завдяки чому підприємство не зазнає фінансових збитків.

При використанні нової технології підготовки сировини до котонізації та безпосередньо при виробництві котоніну відбувається значне зниження витрат за рахунок виключення з технологічного ланцюжка тіпальної частини м'яльно-тіпального агрегату, трясильної машини з нижнім гребінним полем та сушильної машини куделеприготувального агрегату, а також спрощення лінії котонізації.

Раціональне використання низькосортної лляної сировини та впровадження новітніх технологій її переробки дозволяє отримувати значний прибуток.

Таким чином, можна зробити висновок, що котонізовані лляні волокна, одержані за новою технологією, мають як в Україні, так і в цілому світі неабияку сферу застосування, яка з кожним роком розширюється.

#### Література

1. Живетин В.В., Гинзбург Л.Н., Ольшанская О.М. Лен и его комплексное использование.- М.: Информ – Знание, 2002. – 400с.
2. Ткачева Т.М., Чурсина Л.А. Пути модификации льяных волокон: Монография. – К.: Науковий світ, 2004. – 96 с.
3. Морыганов А.П. Проблемы, реалии и перспективы переработки отечественного льна в котонин и использование его в текстильной и легкой промышленности // Текстильная промышленность. – 2001. – №3. – С. 58-63.
4. Патент України № 9619, МПК 7 D01C7/04. Спосіб отримання льоноволокна / С.М. Коб'яков, О.П. Домбровська; Заявл. 31.01.05; Опубл. 17.10.05, Бюл. №10. – 3 с.
5. Домбровська О.П. Удосконалення первинної обробки низькосортної лляної сировини для одержання котоніну: Дис... канд. техн. наук: 05.18.03. – Херсон, 2005. – 160 с.

*Рецензент д.т.н., проф. М.І. Валько*

## ШЛЯХИ УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ПЕРВИННОЇ ПЕРЕРОБКИ ЛЬОНУ-ДОВГУНЦЯ

*У статті запропоновано шляхи удосконалення технології первинної переробки льону-довгунця, що дозволяє забезпечити безвідходне використання усіх складових рослини льону-довгунця.*

**Постановка проблеми.** Україна ще два десятиліття тому займала одне з перших місць у світі за площами, відведеними під льон-довгунець, а сьогодні посідає одне з останніх. Це при тому, що в країні одні з найсприятливіших природнокліматичні умови для вирощування цієї культури. Крім того, льон-довгунець є одним з джерел натуральної сировини для вітчизняної текстильної промисловості, продукція з якої користується великим попитом у всьому світі. Основними причинами такого становища є недосконалість та значна енергоємність технологічних процесів первинної переробки продуктів льону-довгунця, моральна та фізична застарілість машин та засобів для його збирання та обробки. Тому пошук нових технологічних та технічних рішень, спрямованих на подолання існуючих проблем, дозволить повернути втрачені позиції України щодо цієї культури.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Переважна більшість досліджень в галузі механізації льонарства стосується розробки та удосконалення окремих машин та засобів для збирання та первинної переробки льону-довгунця. При цьому питання розробки комплексної технології первинної переробки льону-довгунця залишається актуальним. Тоді як тільки комплексний підхід у вирішенні проблеми дозволяє встановити та проаналізувати причини такого стану галузі, а також виробити напрямки виходу з становища, що склалося. Тому подальші дослідження мають вестися в напрямку забезпечення зниження енергоємності та максимальної механізації технологічних процесів, перенесення технологій отримання кінцевих продуктів з складових льону-довгунця в спеціалізовані сільськогосподарські підприємства, що суттєво зменшить собівартість продукту. Для цього необхідно у льоносіючих господарствах створювати пункти переробки продуктів льону-довгунця. Важливим також є дослідження можливості використання відходів первинної

переробки льону-довгунця (костра, плутанина льоновороху) на енергетичні цілі (в якості твердого палива).

**Мета дослідження.** Метою дослідження є розробка та обґрунтування комплексної технології первинної переробки льону-довгунця, а також визначення напрямків використання відходів його переробки, зокрема на енергетичні цілі.

**Результати досліджень.** Комплексна технологія первинної переробки льону-довгунця має забезпечувати отримання: насіння, довгого та короткого льоноволокна, кінцевих продуктів з відходів переробки льону-довгунця. Комплексна технологія первинної переробки льону-довгунця, що пропонується (рис.1) [1], включає дві основні лінії: переробки льоновороху та переробки льоносировини.

Лінія переробки льоновороху. Льоноворох, що надходить з поля, піддається основній сепарації. У результаті сепарації з вороху відділяються насіннєві коробочки та вільне насіння. Грубий ворох, що містить коробочки в незначній кількості, сепарується додатково. Додаткова сепарація передбачає більш жорсткі режими, після неї отримують насіння, яке використовують на технічні цілі. Сепарація льоновороху перед сушінням забезпечує суттєве зниження енергоємності процесу за рахунок відокремлення баластних складових. Оскільки вільне насіння сохне швидше за коробочки, тому їх після основної сепарації розділяють для окремого сушіння. Після розділення насіння підсушується у сушарці до вологості 13...15%. Для забезпечення інтенсифікації сушіння коробочок перед завантаженням у сушарку доцільно проводити їх деформування, що покращує повітрообмін. Коробочки підсушують до вологості 25...30%, після чого їх обмолочують. Підсушування коробочок дозволяє зменшити пошкодження насіннєвого матеріалу під час обмолоту. Отримане в результаті обмолоту насіння спрямовують у сушарку для доведення його вологості до кондиційного значення. Для сушіння коробочок та вільного насіння слід застосовувати універсальну сушарку. Після сушіння проводять очищення та сортування насіння.

Лінія первинної переробки трести. В Україні природнокліматичні умови дозволяють отримати тресту шляхом росяного мочіння на полі. З поля тресту в рулонах доставляють на пункти первинної переробки в господарства. За необхідності проводять сушіння льоносировини в рулонах до вологості 25%, після чого вкладають на зберігання. Льонотреста в рулонах, яка іде на переробку, підсушується до вологості 12...14%, що забезпечує максимальний вихід волокна. Після сушіння рулони льонотрести розбираються за допомогою розмотчика рулонів.



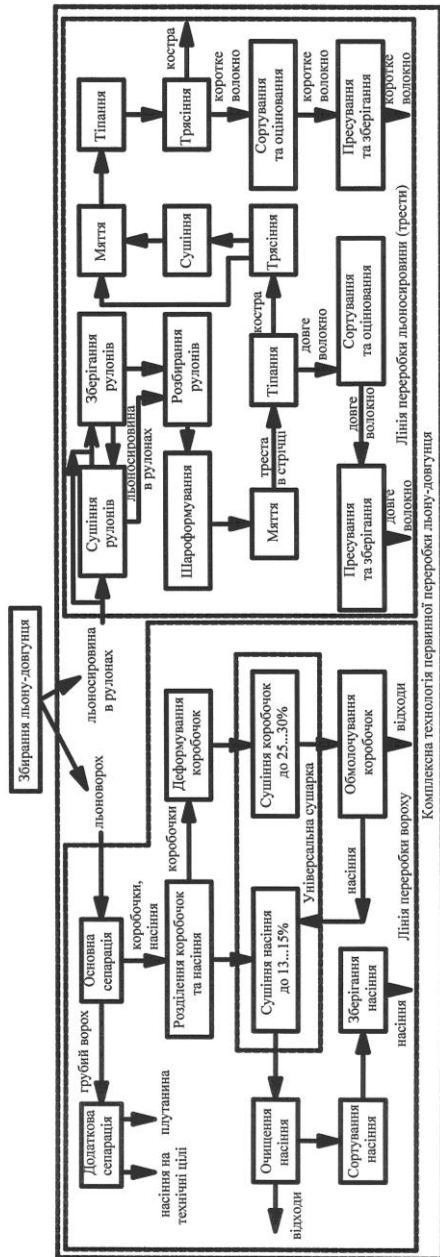


Рис. 1. Комплексна технологія первинної переробки льону-довгунця

Отримана стрічка спрямовується до шароформувача, який забезпечує створення неперервного, рівного за товщиною шару, паралелізацію стебел у шарі та зменшення його розтягнутості. Формування шару необхідне для більш якісної та продуктивної роботи лінії переробки. Шар необхідних параметрів надходить в м'яльну машину, в якій стебла піддаються згину та зламу в рифлених вальцях. Під час цих дій порушується зв'язок між волокном та деревиною. Деревина відділяється, а волокно залишається цілим. Напівфабрикат після м'яльної машини (волокно-сирець) подається в тіпальну машину, де нижня та верхня частини шару сирцю поперемінно затискаються в спеціальному затискному транспортері, а вільна частина сирцю піддається дії планок тіпальних барабанів. Відділення костри від волокна відбувається при частоті обертання тіпальних барабанів 250...300 об/хв. Внаслідок тіпання отримують довге волокно. Довге волокно після тіпальної машини сортується за номером (якістю) та спресовується в кіпи, які зберігаються в складі готової продукції.

Відходи тіпання являють собою коротке волокно, що має високу закористиченість. З-під тіпальних машин пневмотранспортерами відходи тіпання спрямовуються на лінію отримання короткого волокна, де надходять на трясильну машину. Коротке волокно на трясильній машині розпушується для видалення насипної костри. Після цього збагачені відходи тіпання надходять у куделеприготувальну машину або очищувач короткого волокна, де відбувається формування тонкого шару, який піддається м'яттю та тіпанню у відповідних частинах машини. У результаті отримують коротке волокно, яке сортують, спресовують та відправляють на зберігання. За необхідності перед куделеприготувальною машиною проводять підсушування відходів тіпання до вологості 6...8%.

Залежно від виду льняної сировини та відходів виробництва, визначаються напрямки їх подальшого використання за традиційними чи новими технологіями. Довге волокно використовують при виробництві тканин, а з короткого виробляють льняний катонін для бавовнопрядильних фабрик та целюлозу з подальшим виробництвом високоякісного паперу. Коротке волокно використовують також під час виготовлення шпагату. Костру льону використовують для виготовлення меблевої та оздоблювальної плит, з неї також виготовляють звуко- та теплоізоляційні матеріали. Насінневий ворох та залишки насінневих коробочок використовують в кормовиробництві.

У зв'язку з постійним зростанням цін на енергетичні ресурси (нафту, газ, вугілля, електроенергію) все більше уваги приділяється

дослідженням можливості використання рослинних відходів у якості палива. Зокрема, відомі технології виготовлення твердого біопалива у вигляді брикетів циліндричної, прямокутної та шестигранної форм. Найбільш поширені брикети з відходів деревини, лущиння соняшнику, відходів елеваторів, соломи, костри коноплі та льону. Основними перевагами таких брикетів є те, що це екологічно чистий продукт, використання якого не впливає негативно на оточуюче середовище, залишок при спалюванні брикетів з рослинних відходів (зола) не перевищує 0,5...3% від загального об'єму, отримана зола може використовуватися в якості добрива, брикети зручні для використання, транспортування та зберігання. Середня теплотворна здатність брикетів з рослинних відходів 17...22 МДж/кг [2-5]. Величина цього показника залежить від сировини, що використовується для виготовлення брикетів. Енергетичні показники різних видів палива [2-5], в тому числі і рослинної сировини, представлені в таблиці.

Таблиця. Енергетичні показники різних видів палива

Вид та теплотворна спроможність сировини, МДж/кг							
Торф	Лісові породи дерев	Костра (конопля)	Вугілля	Костра (льон)	Лущиння соняшника	Мазут	Дизель
8,5	11,3	15,7	16,7	18	18-24	38,9	41,69

В значній мірі енергетичні показники брикету визначає його щільність, так при щільності брикетів  $650...750 \text{ кг/м}^3$  – їх теплотворна здатність 12...14 МДж/кг, а при  $1200...1300 \text{ кг/м}^3$  – теплотворна здатність 25...31 МДж/кг [4,5]. Механічна міцність брикетів визначається вологістю сировини, з якої він виготовлений. Оптимальне значення вологості сировини знаходиться в межах 4...10%.

Серед відходів первинної переробки льону-довгунця в якості сировини або компонентів для виготовлення брикетів може використовуватися костра та плутанина. Плутанина – це стеблова, волокниста, з'єднана між собою рослинна маса, що є баластом виділеним з льонвороху. На основі аналізу існуючих технологій виробництва брикетів з рослинної сировини пропонується наступна послідовність технологічних операцій для виготовлення брикетів, де в якості сировини чи компонентів будуть костра та плутанина (рис.2).

Оскільки костра та плутанина містять стеблові включення значної довжини, тому їх необхідно подрібнювати. Подрібнювання може проходити в одну або дві стадії залежно від початкового фракційного складу плутанини. Обов'язковим також є сушіння сировини, оскільки її початкове значення перевищує рекомендовані. Після сушіння відбувається підготовка суміші сировини з необхідних компонентів. Після отримання суміші заданих параметрів відбувається формування брикетної стрічки (процес брикетування) шляхом пресування при високій температурі та нарізання корпусів брикетів. Готові брикети в залежності від їх розмірів розфасовують або складують. Процес виготовлення брикетів з відходів переробки льону-довгунця потребує досліджень з метою встановлення оптимальних режимів перебігу процесу, а також параметрів сировини чи суміші (у разі декількох компонентів), що б забезпечувала найбільшу теплотворну здатність.



Рис. 2. Технологія виготовлення брикетів з рослинної сировини

**Висновки.** У статті запропонована комплексна технологія первинної переробки льону-довгунця, що дозволяє забезпечити безвідходне використання усіх складових рослин, а також передбачає зниження енергоємності технологічних процесів. Запропонована технологія може бути адаптована до природнокліматичних та соціально-економічних умов регіонів України та впроваджена в спеціалізованих льоносіючих господарствах шляхом створення пунктів первинної переробки льону-довгунця. Впровадження технології дозволить створити робочі місця в депресивних аграрних регіонах зони Полісся. Однією з основних переваг технології є її гнучкість, тобто можливість зміни послідовності технологічних операцій залежно від початкових параметрів сировини, що визначаються погодними умовами, технологією збирання, врожайністю. Тому важливими є подальші дослідження спрямовані на створення комплексу технічних засобів для забезпечення реалізації запропонованої технології, а також дослідження можливості використання відходів переробки льону-довгунця у якості твердого палива.

## Література

1. Дідух В.Ф., Дударев І.М., Кірчук Р.В. Збирання та первинна переробка льону-довгунця: Монографія. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2008. – 215 с.

2. Примаков О.А., Гілязетдінов Р.Н., Коропченко С.П. Стебло конопель як сировина для використання на енергетичні цілі // Актуальні питання розвитку галузей льонарства та коноплярства: Матеріали науково-технічної конференції молодих вчених (Глухів, 7 грудня 2006 р.). – Суми: ПП “Нота бене”, 2007. – С.70-73.

3. Брикетты из чистой костры льна без связующих компонентов [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://waste.com.ua>

4. Производство топливных брикетов из растительных отходов [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.bio-briquette.com>

5. Использование установки брикетирования УБО-2 для решения проблем утилизации растительных отходов [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.evrobriquet.ru>

*Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух*

УДК 677. 11. 021

В.В. Євтушенко, к.т.н.

Херсонський національний технічний університет

## ПРО ШЛЯХИ РОЗВИТКУ ЛЬОНАРСТВА УКРАЇНИ

*Відродження й розвиток виробництва льону сприяє максимальному використанню власних сировинних ресурсів, а його переробка - отриманню різноманітної готової продукції. Незважаючи на кризове становище льонопереробної галузі агропромислового комплексу, існує перспектива розвитку галузі.*

**Постановка проблеми.** Перехід нашої країни до ринкових відносин також впливає і на економіку первинної переробки льону, що формувалася протягом багатьох років в умовах планового господарювання. На сьогоднішній день кризове становище льонопереробної галузі агропромислового комплексу України обумовлює необхідність її докорінної реструктуризації.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій,** пов'язаних з перспективами розвитку льонопереробної галузі агропромислового

комплексу, свідчить про необхідність застосування взаємодії основних факторів виробництва: природних, біологічних, техніко-технологічних, організаційно-економічних для виходу галузі з кризи [1,2]. Однак вирішення комплексу проблем у льонарстві можливе тільки програмно-цільовим методом при активній державній підтримці.

**Мета дослідження** - аналіз сучасного стану та основних напрямків розвитку лляної промисловості, визначення можливих напрямків покращення існуючого стану.

**Результати дослідження.** Протягом багатьох десятиліть Україна традиційно була одним з найбільших світових виробників й експортерів льоноволокна й продукції льонопереробки. Однак внаслідок кризових процесів перехідного періоду льонарство зазнало занепаду. Площі посіву під культурою з 1991 по 2004 роки зменшились майже в 4 рази, врожайність у 1,5 рази [3]. Відсутність сировини й оборотних коштів наблизил практично всі підприємства первинної переробки льону до межі економічної стійкості, за яким почався неконтрольований процес їхнього розпаду й самоліквідації. Головними чинниками, які сприяли виникненню кризової ситуації в цій галузі, можна вважати: перехід країни до ринкових відносин; відсутність випуску на Україні сільськогосподарських машин для збирання та первинної переробки льону; значні затрати на матеріально-технічні ресурси у порівнянні з вартістю лляної сировини; зростання вартості енергоносіїв. Все це сприяло занепаду не лише льонарства, а й текстильних підприємств, що призвело до переорієнтації ринку на експорт лляного волокна. В цілому, на даний час лляний комплекс України можна характеризувати як такий, що потребує цільової державної підтримки.

На нашу думку, для того, щоб випускати конкурентоспроможну продукцію з льону, необхідно впроваджувати у промислове та сільськогосподарське виробництво інноваційні технології, які дадуть змогу створити сировинну базу та забезпечити роботу підприємств легкої промисловості; зменшити залежність України від імпорту сировини натурального походження; сприятимуть розвитку лляного комплексу та сільськогосподарських підприємств.

Останнім часом на Україні відбуваються події, які створюють передумови для розвитку льонарства. Перш за все споживач усвідомив велике значення льону для здоров'я. Заради цього платоспроможна частина населення готова платити дорожче за продукцію із 100%-вим вмістом льону, а інша – отримувати більш дешевий льоновмісний одяг. Крім того, сільськогосподарська наука вивела нові

високоврожайні сорти льону з суттєво більшим вмістом волокна і високою його якістю. Розроблено та вдосконалено технології, які скорочують терміни розстилу, дозволяючи збирати льон в оптимальні терміни і отримувати рівномірну за ступенем вилежування тресту. Науковцями розроблено методи модифікації лляного волокна, які дозволяють використовувати все волокно, яке є у стеблі, включаючи відходи тіпання і чесання, для виготовлення тонких побутових тканин і трикотажу у суміші з хімічними волокнами, бавовною, вовною.

Для відновлення лляного комплексу необхідно також створення державних нормативних документів, які були б гармонізовані з міжнародними. Це, в свою чергу, підвищить якість продукції, її конкурентоспроможність як на внутрішньому, так і на зовнішньому ринках та забезпечить економічний розвиток країни.

**Висновки.** Перспективи розвитку лляного комплексу країни полягають у розробці нових та удосконаленні діючих технологій лляного виробництва; відродженні льонопереробних та промислових підприємств за рахунок підтримки держави та використання пільгових кредитів; створенні економічно вигідних механізмів взаємовідносин між підприємствами-виробниками лляної продукції та споживачами; формуванні ринку високоякісної лляної продукції.

#### Література

1. Голобородько П.А., Ситник В.П., Баранник В.Г. Льонарство та коноплярство: проблеми і перспективи // Селекція, технологія, виробництво та первинна переробка льону та конопель: Зб. наук. пр. – Глухів: Інститут луб'яних культур УААН, 2000. – С. 3 – 15.

2. Крот В.В. Сучасний стан та перспективи розвитку галузі льонарства в Чернігівській області // Нові наукові дослідження у льонарстві та коноплярстві України: Матеріали науково-технічної конференції молодих вчених. - Глухів: Інститут луб'яних культур УААН, 2006. – С. 58 – 61.

3. Дудукова С.В., Овсянко І.В., Мохер Ю.В. Льон – довгунець: потенційні можливості та сфера застосування. // Нові наукові дослідження у льонарстві та коноплярстві України: Матеріали науково-технічної конференції молодих вчених. - Глухів: Інститут луб'яних культур УААН, 2006. – С. 105 – 115.

*Рецензент д.т.н., проф. Т.О. Кузьміна*

О. В. Закалов, к.т.н., А. І. Бортник  
Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

## **АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ ПОДРІБНЕННЯ М'ЯСНОЇ СИРОВИНИ**

*Проведено аналіз результатів дослідження енергозатрат на подрібнення різних сортів м'ясної сировини з використанням серійних та вдосконалених робочих органів у подрібнювачі періодичної дії. У результаті аналізу виявлено переваги та недоліки процесу подрібнення з використанням вдосконалених ножів. Запропоновано заходи щодо зменшення енергоспоживання подрібнювачів м'яса.*

Подрібнення м'ясної сировини у подрібнювачах періодичної дії є одним з найбільш енергомістких процесів у ковбасному виробництві, оскільки при протіканні процесу подрібнення на високих швидкостях ріжучому інструменту необхідно подолати значні сили міжмолекулярної взаємодії матеріалу, а також сили тертя та адгезії. Тонкоподрібнений фарш є основною складовою для виготовлення варених ковбас, сосисок, сардельок, паштетів та інших ковбасних виробів. Отримання такого фаршу неможливе без застосування спеціального технологічного обладнання для подрібнення м'яса. Найбільш поширеним обладнанням для тонкого подрібнення м'ясної сировини є ножові подрібнювачі періодичної дії.

Актуальним питанням на сьогодні є пошук шляхів зменшення енергомісткості процесу подрібнення та покращення якості фаршу. З позиції енергозбереження даний технологічний процес досліджений недостатньо, що призводить до нераціонального використання енергії, яка затрачається під час протікання процесу подрібнення, зниження якості готової продукції. Тому проблеми зменшення енергомісткості технологічних процесів для економіки України в наш час і на найближчу перспективу залишаються актуальними. Для оптимізації режимів роботи обладнання необхідні комплексні дослідження процесів подрібнення м'ясної сировини у ножових подрібнювачах періодичної дії.

Загальновідомо, що на енерговитрати в процесі різання м'яса впливають наступні фактори: товщина леза ножа, глибина його занурення, чистота поверхні ножа, кут його загострення, швидкість різання та фізико-механічні властивості продукту, що розрізається. Врахування всіх факторів, які впливають на енерговитрати при різанні, має вирішальне значення при розробці конструкцій робочих органів



технологічного обладнання для подрібнення м'ясної сировини [1]. Відомо також, що на ефективність різання впливає його кінематика, яка визначається швидкостями руху точок леза. Досвід експлуатації машин для подрібнення м'ясної сировини свідчить, що з цілого ряду причин при великих потенційних можливостях машин для тонкого подрібнення техніко-економічні показники процесу не відповідають сучасним вимогам. Вирішення поставлених завдань можливе на основі ретельного вивчення суті процесів, що відбуваються під час подрібнення м'яса. В сучасних дослідженнях процесів подрібнення знаходять застосування аналітичні та експериментальні методи, які є складовою частиною теоретичної механіки, теорії різання, теорії механізмів і машин, динаміки машин, математичної статистики тощо. Питанням подрібнення м'яса присвячені роботи О.І.Пелєєва, А.А.Іванова, Т.В.Чіжкової, М.М.Кліменка, А.В.Горбатова, А.М.Познишева [2, 3, 4] та ін.

Умови деформації м'ясної сировини, що відповідають необхідній якості подрібнення, визначають вимоги до конструктивних та геометричних параметрів різального інструменту. Деформація м'яса при різанні залежить від кута загострення ріжучої частини інструменту, від кінематичних та динамічних характеристик системи машина – інструмент – матеріал, що впливають на ефективність подрібнення, оскільки вони обумовлюють витрати енергії на тертя і пластичні деформації [4].

Для дослідження процесу подрібнення використано ножовий подрібнювач періодичної дії [5].

Ріжучі робочі органи мають серпоподібну форму у вигляді спіралі Архімеда з ріжучою кромкою, загостреною під кутом  $16^\circ$ . Ніж серповидної форми, який виготовляється серійно та встановлюється на більшість відомих подрібнювачів та кутерів періодичної дії, зображено на рис. 1. На рис. 2 показано вдосконалений ніж з виконаним профільним отвором.

Схема передбачає режим роботи електродвигуна подрібнювача при напрузі 220 В, з числом обертів двигуна 1000 об./хв.

У результаті дослідження було проведено серію дослідів з використанням трьох видів м'ясної сировини з різним вмістом сполучної тканини. Зокрема, для дослідження використано свинину трьох сортів: пісну – з вмістом жирової і сполучної тканини до 10%; напівжирну – з вмістом жирової і сполучної тканини до 30%; жирну – з вмістом жирової і сполучної тканини до 50%. Досліди проводились по чергово з використанням стандартних та вдосконалених робочих органів.

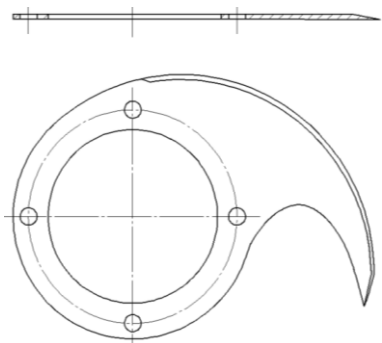


Рис. 1. Робочий орган подрібнювача періодичної дії, який виготовляється серійно

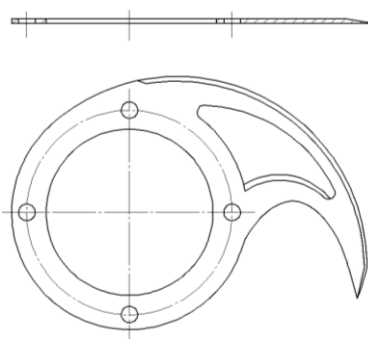


Рис. 2. Вдосконалений робочий орган подрібнювача періодичної дії

Експериментальні дослідження передбачали визначення зміни потужності від часу в процесі подрібнення за рахунок вимірювання зміни струму та напруги через рівні проміжки часу (у нашому випадку 5 с). Загальна тривалість процесу подрібнення становить 3...3,5 хв. За цей час фарш у чаші подрібнювача досягає однорідної консистенції, а споживана потужність виходить в усталений режим.

На рисунках 3 та 4 зображено графіки залежності величини струму в мережі та напруги на клеммах електродвигуна залежно від часу проведення процесу подрібнення при частоті обертів  $n = 1000$  об./хв. З використанням стандартних робочих органів.

Як видно з графіків, наведених на рисунку 3, максимальна величина струму спостерігається у перші хвилини процесу подрібнення. У подальшому спостерігається плавне падіння величини струму. У той же час максимальний спад напруги спостерігається також у перші періоди роботи подрібнювача (рис.4).

Значні коливання струму та напруги, що спостерігаються на графіках протягом всього періоду подрібнення, пов'язані з нерівномірністю розподілу м'ясної сировини у чаші під час різання і нерівномірного потрапляння її під дію різального інструмента.

Графіки залежності потужності, яка затрачається на подрібнення серійними робочими органами, від часу зображені на рисунку 5.

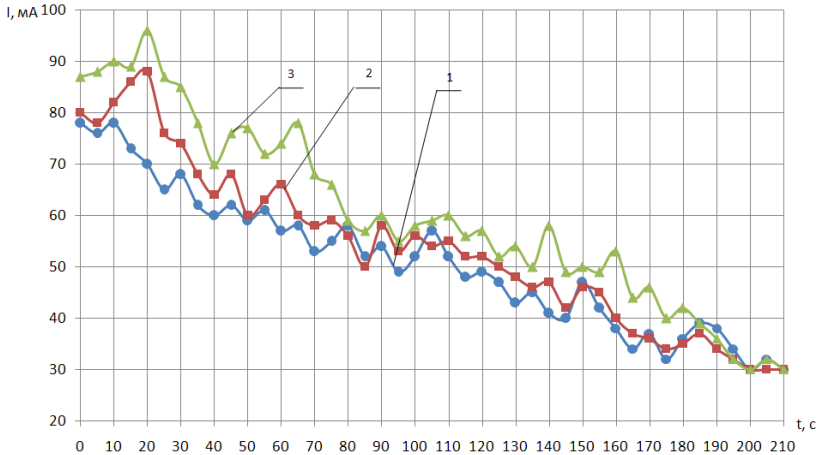


Рис. 3. Графіки залежності величини струму  $I$  від часу  $t$  при подрібненні свинини пісної – 1 (●), напівжирної – 2 (■) і жирної – 3 (▲) для частоти обертання ножового вала 1000 об./хв за допомогою стандартних робочих органів

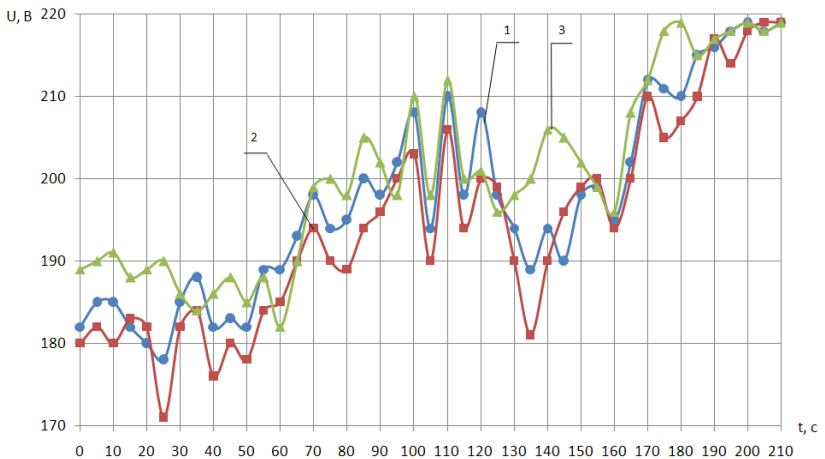


Рис. 4. Графіки залежності величини напруги  $U$  від часу  $t$  при подрібненні свинини пісної – 1 (●), напівжирної – 2 (■) і жирної – 3 (▲) для частоти обертання ножового вала 1000 об./хв за допомогою стандартних робочих органів

На рис. 5 видно, що менша потужність на різання затрачається при подрібненні м'ясної сировини вищого сорту з мінімальним вмістом сполучної та жирової тканини. Якщо вміст таких включень у сировині зростає, то, відповідно, збільшуються затрати потужності на подрібнення сировини.

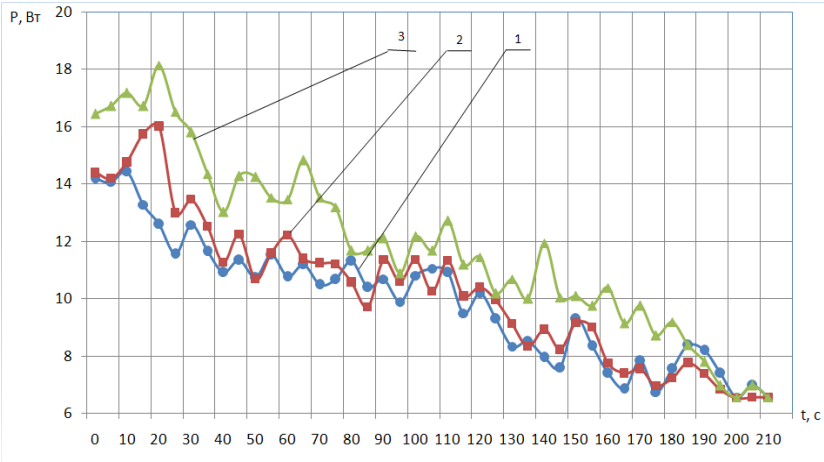


Рис. 5. Графіки залежності споживаної потужності  $P$  на подрібнення пісної – 1 (—●—), напівжирної – 2 (—■—) і жирної – 3 (—▲—) свинини від часу  $t$  при частоті обертання ножового вала 1000 об./хв за допомогою стандартних робочих органів

Вдосконалені робочі органи відрізняються від стандартних виконанням на бічній поверхні профільних отворів, виготовлених згідно з патентом на корисну модель [6] (рис. 2).

Графіки залежності величини струму та напруги під час проведення дослідження з використанням вдосконалених ножів для трьох вищеперелічених типів сировини ведуть себе аналогічно, як і у дослідях з серійними робочими органами. Однак отримані затрати потужності є меншими орієнтовно на 5-15% протягом всього періоду проведення експерименту.

На рис. 6 зображено графіки залежності потужності відповідно для трьох вищеперелічених типів сировини під час проведення процесу подрібнення вдосконаленими робочими органами.

Проведені експериментальні дослідження підтверджують теоретичні припущення про зменшення енергоспоживання подрібнюючих установок періодичної дії за рахунок зменшення сил тертя, що виникають під час подрібнення.

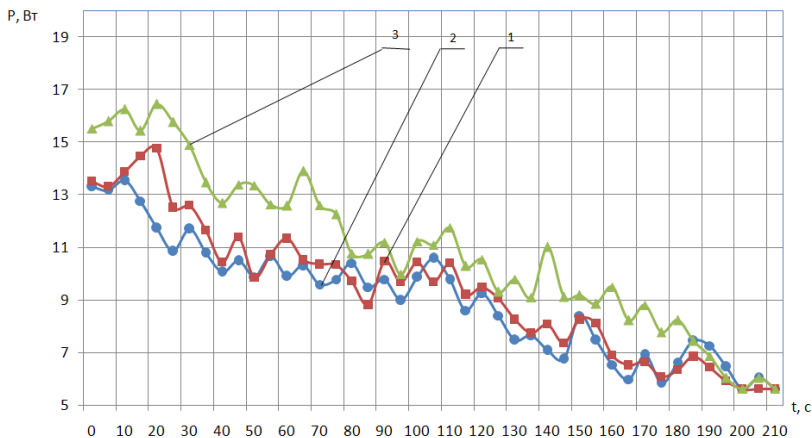


Рис. 6. Графіки залежності споживаної потужності  $P$  на подрібнення пісної – 1 (●), напівжирної – 2 (■) і жирної – 3 (▲) свинини від часу  $t$  при частоті обертання ножового вала 1000 об./хв за допомогою вдосконалених робочих органів

Для порівняння на рис. 7 виконано накладання графіків споживаної потужності на подрібнення жирної свинини при використанні стандартних та вдосконалених робочих органів.

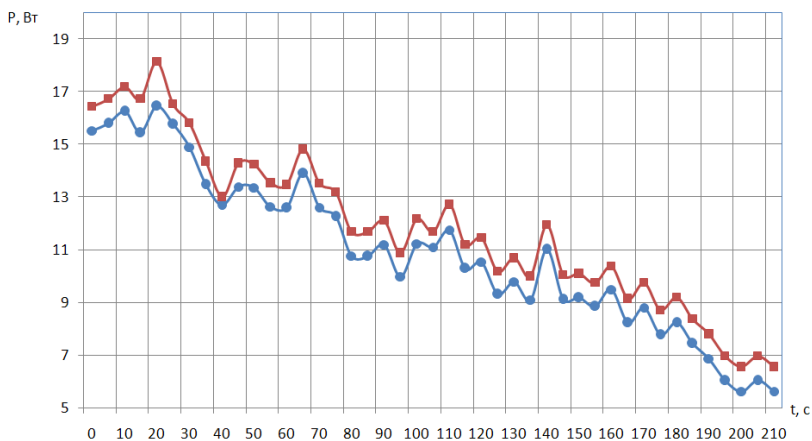


Рис.7. Графіки залежності споживаної потужності  $P$  на подрібнення жирної свинини від часу  $t$  при частоті обертання ножового вала 1000 об./хв за допомогою стандартних (■) і вдосконалених (●) робочих органів

Отже, енергоспоживання установки з використанням вдосконалених ножів менше орієнтовно лише на 8 % (рис. 6). Однак, враховуючи те, що потужність ножових подрібнювачів для м'ясної сировини на підприємствах м'ясопереробної промисловості сягає 50-80 кВт, а подрібнення, як правило, здійснюється на кутерах періодичної дії з як мінімум шістьма ножами, економія електроенергії при використанні вдосконалених ріжучих інструментів може сягати 20%. Це може позитивно вплинути 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 подрібнювачі установки є чи не найбільш енергоємним обладнанням на м'ясопереробних підприємствах.

Отже, запропоноване технічне рішення у поєднанні з підбором ріжучого інструмента відповідно 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 енергозберігаючих ножів, представлених у деклараційних патентах України на корисну модель [7].

**Висновки.** На основі аналізу дослідження процесу подрібнення м'ясної сировини на якість процесу подрібнення 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 сировини. 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.

## Література

1. Закалов О.В., Бортник А.І. Універсальний енергозберігаючий ніж для кутерів періодичної дії // Журнал Вісник ТДТУ. - №1. - 2004.
2. Пелеев И.О. Технологическое оборудование предприятий мясной промышленности. – М.: Пищевая промышленность, 1971. – 519с.
3. Иванов В.И. и др. Новые режущие устройства куттеров. – М.: Колос, 1986. – 328 с.
4. Клименко М.М., Горбатов А.В. Технологическое оборудование для тонкого измельчения мяса. – М.: Пищевая промышленность, 1972.-236 с.
5. 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.
6. 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.
7. Закалов О.В., Бортник А.І. Деклараційний патент на корисну модель “Ніж для кутера” №2005121187 кл. В02С18/20 від 08.04.2006 р.

*Рецензент д.т.н., проф.В.Ф. Дідух*

УДК 631.354.2.076

Н.Д. Занько, к.т.н.  
УкрНИИПИТ им. Л. Погорелого

## **ИЗЫСКАНИЕ МОДЕЛИ ПОКАЗАТЕЛЯ “ПОДАЧА” ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА**

*На основани исследований разработана математическая многофакторная модель показателя подачи зерноуборочного комбайна с барабанной молотильно-сепарирующей системой (МСС) в зависимости от параметров основных систем комбайна и урожайности культуры.*

**Постановка проблемы.** Интенсивность поступления срезанной массы технологической культуры в молотилку зерноуборочного комбайна принято выражать через показатель

назначения “подача” ( $Q$ , кг/с). Показатель “подача” впервые (1910 г.) был предложен В.П. Горячкиным [1] при обосновании теоретических принципов функциональной оценки зерноуборочного комбайна для характеристики технологического режима, в котором работает молотильная система. За истекший с тех пор 100-летний период интенсивного развития конструкции комбайна этот показатель попрежнему выступает в качестве основного фактора при исследованиях функциональной зависимости подачи и пропускной способности при определенных параметрах конструкции [2-4].

При выполнении технологического процесса в зависимости от условий и режима работы значение показателя подачи может варьировать в диапазоне от минимального значения, близкого к нулю, до определенного максимального значения, которое для каждого комбайна есть сугубо индивидуальным. Поэтому его наряду с другими показателями назначения целесообразно использовать для идентификации комбайна определенного типа, параметров и производительности. Однако аналогичного рода зависимости, которые можно было бы использовать для подобного исследования, отсутствуют.

**Анализ публикаций и результатов исследований** показателя подачи [2-5] свидетельствует об методически упрощенном подходе к его выражению - через весьма ограниченное число факторов.

Максимальное значение величины подачи при работе и оценке комбайна лимитируется тем, что для полного вымолота зерна из колосьев и получения встановленного качества работы (потери зерна - не больше допустимых 1,5 %) не должно превышать пропускную способность комбайна -  $q$  (кг/с) [3]:

$$Q \leq q. \quad (1)$$

В практике экспериментальных исследований зерноуборочных комбайнов [5] показатель  $Q$  исследуется в зависимости только от одного фактора - рабочей скорости движения комбайна ( $V_p$ , м/с). По их результатам предусмотрено построение графической зависимости вида:

$$Q = f(V_p). \quad (2)$$

Однако исследования показателя подачи комбайна в соответствии с однофакторной зависимостью типа (2) не соответствуют его сложности: неучитанными остаются факторы, которые наряду с  $V_p$  также имеют влияние на его величину. Упрощенный методический подход не способствует задачам и целям исследований такого сложного объекта, как зерноуборочный комбайн.



Работа молотилки в проектном режиме позволяет получить проектные показатели производительности. Потому исследованию показателя “подача” уделено значительное внимание в работах по эксплуатации зерноуборочных машин [2-4].

Достижение установленной подачи при раздельной уборке хлебов возможно за счет режима движения комбайна и мощности валка технологической культуры [4]:

$$Q = q_6 \times V_p, \quad (3)$$

где  $q_6$  - вес 1 погонного метра валка, кг/м.

Масса формируемого 1 погонного метра валка -  $q_6$  при определенной урожайности зерна технологической культуры ( $Y_3$ , кг/га) и ширине захвата жатвенного агрегата ( $B_p$ , м) равна [4]:

$$q_6 = Y_3 \times B_p / (100 \times \delta_c), \quad (4)$$

где  $\delta_c$  - соломистость зерновой культуры.

По результатам экспериментальных исследований работы зерноуборочного комбайна СК-4 [6] в режиме подбора валков построены графические зависимости ширины захвата жатки от урожайности зерна в диапазоне 10-40 ц/га (при фиксированных значениях показателя  $\delta$  - 0,37, 0,44 и 0,50). Для формирования валка в режиме подачи 4,0 кг/с ширина валковой жатки должна составлять 12-18 метров, что в реальных условиях реализовать фактически не возможно.

В некоторых работах [3;7], выполненных по исследованию рабочей скорости комбайна, в состав полученных зависимостей в качестве факторов включены показатели пропускной способности, урожайности хлебной массы и ширины захвата жатки [7]:

$$V_p = 360 Q_m / B_p U_x, \quad (5)$$

где  $V_p$  - оптимальная скорость комбайна, км/час;  $Q_m$  - пропускная способность молотилки, кг/с;  $U_x$  - общее количество хлебной массы (с учетом зерна и соломы).

Определение оптимальной скорости комбайна с учетом количества соломы, срезаемой жаткой перед ее подачей в молотилку, возможно в соответствии с формулой [8]:

$$V_p = 360 q_c / Y_3 \times B_p \times \delta_c, \quad (6)$$

где  $q_c$  - пропускная способность молотилки по соломе, кг/с;  $Y_3$  - урожайность зерна, ц/га;  $B_p$  - ширина захвата жатки комбайна, м.

Особенность исследований и полученных результатов [7-8] заключается в том, что зависимости (5-6) позволяют путем несложных преобразований и расчета получить величину показателя  $Q_m$ . В соответствии с зависимостью (1) это и будет допустимая подача технологической массы на обмолот в комбайн.

При работе комбайна в режиме прямого комбайнирования подачу можно рассчитать по формуле [5]:

$$Q = B_p \times V_p \times Q_x / 100, \quad (7)$$

где  $Q_x$  - количество срезаемой хлебной массы жаткой, кг.

Количество хлебной массы (с отдельным учетом урожая зерна и соломы), поступающей в комбайн, составляет (кг/с) [2]:

$$Q = B_p \times V_p \times Q_z (1 + \delta_c) / 360. \quad (8)$$

Следует отметить, что в настоящее время состояние зернопроизводства в природно-климатических зонах Украины существенно изменилось: урожайность зерна, как правило, составляет 40-70 ц/га, соломистость - 1,1-1,5. Технический уровень и технологические возможности всех систем комбайна позволяют вести уборку хлебов с рабочей скоростью до 7 км/час. При этом используются высокопроизводительные комбайны, которые работают в режиме подачи-пропускной способности до 18,0 (!) кг/с. При разработке комбайнов сохраняется тенденция обеспечения ими высокой производительности за счет увеличения соответствующих параметров его систем. Так, стандартная ширина захвата жатки (хедера) для скашивания и формирования технологического потока хлебной массы в молотилку высокопроизводительных комбайнов ведущих фирм Европы и США увеличилась с 4,0 до 9,0 метров. Анализ свидетельствует: в состав зависимостей [2-7] в качестве факторов не входят параметры молотилки - основной системы, определяющей способность комбайна не только получить к обмолоту, но и переработать, в соответствии с требованиями, технологический поток. С научной точки оценки такой эксперимент не отвечает объективности исследований такой сложной системы, как зерноуборочный комбайн, и процесса формирования показателя  $Q$ . Это не позволяет исследовать величину функционального показателя "подача" в комплексе с техническими параметрами, которые являются активными факторами при его формировании. Поэтому целью данных исследований есть идентификация зерноуборочного комбайна по показателю "подача" с учетом множества факторов, имеющих влияние на формирование его величины.

#### **Изложение основного материала исследований.**

Формирование показателя подачи следует рассматривать с позиций системы "комбайн"[8], в состав которой наряду с исследуемым показателем  $Q$  входят технические параметры и технологические режимы комбайна, характеристики хлебной массы. Его исследование целесообразно проводить на многофакторном уровне в соответствии с зависимостью:

$$Q = f(X_i; U_i; Z_i), \quad (9)$$

где  $X_i$  - технические параметры систем комбайна;  $Z_i$  - характеристики технологической культуры;  $U_i$  - технологические режимы систем комбайна.

Многофакторные исследования показателя  $Q$ , в соответствии с зависимостью (9), проведены при работе комбайна в режиме прямого комбайнирования (табл.1). В эксперимент были включены 14 однотипных комбайнов с молотилкой барабанного типа, которые имеют пропускную способность 3-10 кг/с. Соответствие пропускной способности молотилки и подачи хлебной массы при прямом комбайнировании достигается за счет скорости комбайна, ширины захвата жатки и урожайности хлебостоя. Потому в качестве активного фактора было принято рабочую скорость движения комбайнов. Формирование технологического потока требуемой интенсивности (подачи) обеспечивала жатка, входящая в состав комбайна. В качестве других факторов, имеющих влияние на реализацию подачи для данного комбайна, приняты параметры молотильно-сепарирующей системы (МСС) и системы сепарации зерна из грубого вороха, которая формирует основное количество потерь зерна за молотилкой, в допустимых 1,5%, и имеет наибольшее влияние на величину пропускной способности - подачи.

Таблица. План эксперимента и результаты исследования показателя подачи

№ комбайна	Факторы влияния								$Q$ кг/с
	$N_{дв.}$ , кВт	$S_c$ , м <sup>2</sup>	$D_б$ , мм	$B_ж$ , м	$N$ , мин <sup>-1</sup>	$B_m$ , мм	$V_p$ , км/ч	$U_з$ , ц/га	
1	57	2,3	600	2,8	850	800	2,0	42,5	0,9
	57	2,3	600	2,8	850	800	2,6	42,5	1,3
	57	2,3	600	2,8	850	800	3,3	42,5	1,7
	57	2,3	600	2,8	850	800	4,5	42,5	2,6
2	85	5,2	600	4,3	1000	1278	2,1	48,2	2,3
	85	5,2	600	4,3	1000	1278	2,9	48,2	3,4
	85	5,2	600	4,3	1000	1278	3,3	48,2	4,1
	85	5,2	600	4,3	1000	1278	5,0	48,2	5,2
	85	5,2	600	4,3	1000	1278	5,5	48,2	6,3
	85	5,2	600	4,3	1000	1278	6,0	48,2	7,9
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
14	245	6,5	600	7,2	1050	1626	2,7	73,0	6,9
	245	6,5	600	7,2	1050	1626	3,1	73,0	7,9
	245	6,5	600	7,2	1050	1626	4,0	73,0	10,2
	245	6,5	600	7,2	1050	1626	4,7	73,0	14,7

В эксперимент по исследованию подачи в качестве факторов включены параметры показателей назначения комбайна в широком диапазоне значений: мощность двигателя -  $N_{об} = [57-245]$  кВт, площадь системы окончательной сепарации зерна (соломотряса) -  $S_c = [2,30-6,50]$  м<sup>2</sup>, диаметр молотильного барабана -  $D_{б} = [450-800]$  мм, ширина захвата жатки -  $B_{ж} = [2,8-7,2]$  м, частота вращения молотильного барабана -  $n = [800-1050]$  мин<sup>-1</sup>, ширина молотилки -  $B = [800-1700]$  мм, рабочая скорость движения комбайна -  $V_p = [2,0 - 8,13]$  км/ч, урожайность зерна -  $U_3 = [42,5-73,0]$  ц/га, подача хлебной массы в молотилку -  $Q = [0,90-14,7]$  кг/с.

Для обработки большого объема многофакторных статистических данных (см. таблицу) принято метод математического моделирования. Он позволяет определить функциональную зависимость показателя  $Q$  с техническими параметрами и технологическими режимами комбайна в динамике технологического процесса и рассчитать значение подачи в зависимости от изменения других факторов даже тогда, когда ее определение другими методами имеет значительные трудности или практически невозможно. Синтез многофакторной зависимости типа (9) на базе сформированного в ходе исследований массива данных выполнено с использованием разработанной прикладной математической программы и ПЭОМ. В конечном итоге решение задач исследований сведено к созданию математической (10) и графических моделей (рис. 1-3) показателя  $Q$ , которые адекватно описывают множину основных причинно-следственных его связей и содержат конкретно восстановленные и измеряемые входные переменные - факторы :

$$Q = 0,2756 \times 10^{-4} \times n_{б} \times U_3 \times V_p - 0,01018 \times B_m / (S_c \times B_{ж}) - 97,2737 \times U_3 / (S_c \times D_{б}) + 0,7271 \times 10^{-2} \times D_{б} \times B_{ж} / S_c - 2639,5278 \times U_3 / (N_{об} \times n_{б}), \quad (10)$$

где  $Q$  - подача хлебной массы в молотилку комбайна, кг/с;  $D_{б}$  - диаметр молотильного барабана, мм;  $V_p$  - рабочая скорость движения комбайна, км/час;  $U_3$  - урожайность зерна, ц/га;  $B_m$  - ширина молотилки, мм;  $B_{ж}$  - рабочая ширина захвата жатки комбайна, м;  $S_c$  - площадь сепарации зерна (соломотряса), м<sup>2</sup>;  $n_{б}$  - частота вращения барабана, об/мин.

Среднеквадратическая погрешность модели (10) меньше 3 %, что позволяет утверждать о ее адекватности.

Оценку соответствия данных математического моделирования показателя  $Q$  полученным экспериментальным данным проведено по критерию Фишера.

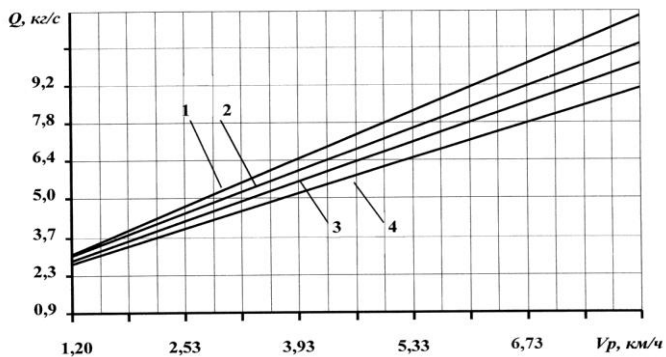


Рис. 1. Зависимость подачи от рабочей скорости комбайна и ширины молотилки -  $Q = f(V_p; B_m)$ : 1 -  $B=800$  мм; 2 -  $B=1200$  мм; 3 -  $B=1278$  мм; 4 -  $B=1600$  мм

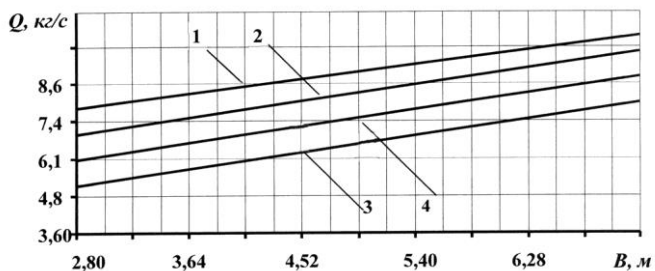


Рис. 2. Зависимость подачи хлебной массы в молотилку от ширины захвата жатки и урожайности зерна -  $Q = f(B_z; Y_3)$ : 1-  $Y_3=73,0$  ц/га; 2 -  $Y_3=62,0$  ц/га; 3 -  $Y_3=38,9$  ц/га; 4-  $Y_3=50,0$  ц/га

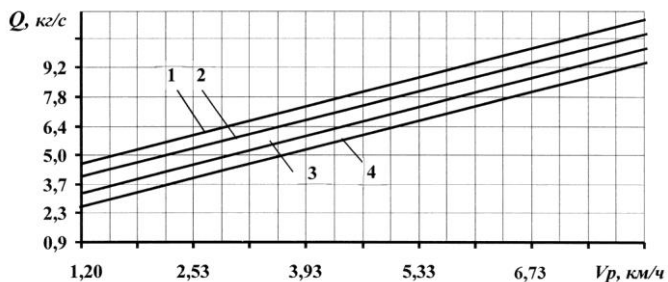


Рис. 3. Зависимость подачи хлебной массы в молотилку от рабочей скорости комбайна и диаметра молотильного барабана -  $Q = f(V_p; D_6)$ : 1 -  $D_6= 800$  мм; 2 -  $D_6= 700$  мм; 3 -  $D_6= 600$  мм; 4 -  $D_6= 550$  мм

Анализ результатов исследований свидетельствует: при работе комбайнов (с различной пропускной способностью) в идентичных технологических режимах и условиях - рабочей ширине захвата жатки, скорости движения и урожайности хлебной массы - подача хлебной массы в молотилку уменьшается пропорционально увеличению ее ширины (рис. 1). То есть, при работе в одинаковых условиях (на одном поле) производительность комбайнов будет определяться параметрами молотилки, жатки и рабочей скоростью движения.

На основании математической модели (10) разработана графическая зависимость подачи от ширины захвата жатки и урожайности зерна колосовой культуры (рис. 2). Использование графической зависимости  $Q = f(B_{жс}; V_3)$  позволяет выбрать требуемую ширину захвата жатки, в зависимости от урожайности зерна, для получения требуемого режима подачи, в котором целесообразно работать комбайну. Увеличение урожайности зерна способствует увеличению потока и подачи хлебной массы на обмолот (рис. 2).

Технологическая возможность прохождения (подачи) хлебной массы через МСС определяется ее техническими параметрами. Поэтому увеличение диаметра молотильного барабана (наряду с соответствующим увеличением других параметров системы обмолота) способствует интенсивности прохождения и переработки технологической массы при обмолоте и основной сепарации зерна в МСС. Это способствует увеличению подачи (рис. 3).

**Выводы.** 1. Математическая модель показателя подачи, включающая в качестве факторов параметры основных систем (жатки, молотильно-сепарирующей системы, соломотряса, двигателя) и агрохарактеристики хлебной массы, в наибольшей степени отображает зависимость величины подачи от них и сложность формирования в системе “комбайн”. Поэтому ее целесообразно использовать для идентификации установленных параметров и производительности комбайна по показателю подачи.

2. Графические модели показателя подачи целесообразно использовать при выборе технологического режима - рабочей скорости движения, в зависимости от проектной производительности комбайна, ширины захвата жатки и урожайности зерна колосовых культур.

#### Литература

1. Горячкин В.П. Собрание сочинений. - М.: Колос, 1965. - Т.3. - С.161.
2. Фортунa В.И. Эксплуатация машинно-тракторного парка / Учебники и учебные пособия. - М.: Колос, 1979. - С. 214.

3. Хробостов С.Н. Эксплуатация машинно-тракторного парка / Учебники и учебные пособия. - М. : Колос, 1973. - С. 475.

4. Гуров И.Н., Кленин Н. И., Попов И. Ф., Смирнов И.И. Машины для уборки и обработки зерновых культур. Теория, конструкция, расчет: Учебное пособие. - М.: Машиностроение, 1964. - С. 187-188.

5. ОСТ 70.8.1-81. Испытания сельскохозяйственной техники. Машины зерноуборочные. Программа и методы испытаний. - М.: Госкомитет СССР по производств. техн. обеспеч. сел. хоз - ва, 1981. - 192 с.

6. Каплін І.М., Романенко М.П., Нагорний М.Н. Комплексна механізація виробництва зерна. - Київ: Урожай, 1985. - С. 113-114.

7. Пильщиков Л.М. Практикум по эксплуатации машинно-тракторного парка. - Москва: Колос, 1976. - С. 22.

8. Василенко П.М., Погорелый Л.В. Основы научных исследований: Учебное пособие. - Киев.: Вища школа, 1985. - 265 с.

*Рецензент д.т.н., ст.н.с. Г.А. Голуб*

УДК 629.43

В.І.Захарчук, к.т.н., І.С.Козачук, О.В.Захарчук  
Луцький національний технічний університет

## **МОЖЛИВІСТЬ ПЕРЕОБЛАДНАННЯ ДИЗЕЛІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ В ГАЗОВІ ДВИГУНИ**

*Обґрунтовано перспективи переобладнання дизелів сільськогосподарської техніки в газові двигуни з іскровим запалюванням. Висвітлено технологію переобладнання дизелів в газові двигуни та наведено результати випробувань двигуна, створеного за цією технологією.*

**Постановка проблеми.** Відомо, що собівартість продукції аграрного сектору значною мірою залежить від витрат на моторне паливо для сільськогосподарської техніки. В якості двигунів на такій техніці використовуються дизелі. У 2008 році ціна дизельного палива вже була більшою за 7 гривень за літр, і це не межа, бо ціна нафти на світовому ринку буде весь час зростати. Тому пропонується переведення мобільної техніки сільськогосподарських підприємств на моторне паливо з хорошими показниками, що є майже втричі дешевше за дизельне паливо. Таким паливом є природний газ. Зараз

технічно вирішена можливість заправки техніки стиснутим природним газом практично в кожному населеному пункті, куди підведений природний газ: промисловість випускає малогабаритні компресори, які приєднуються до газопроводу середнього тиску, а також мобільні автогазозаправники.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Ідея переобладнання дизеля у газовий двигун з іскровим запалюванням виникла недавно. Але зараз над цим питанням працюють в багатьох країнах світу. До даного часу не було розроблено цілісної технології переобладнання дизелів у газові двигуни з іскровим запалюванням, здійснювалось переобладнання лише окремих марок двигунів, зокрема в Німеччині, США, Японії та Росії [1]. У 2006 році в Луцькому національному технічному університеті розроблено таку технологію [2]. На Всеукраїнському конкурсі інноваційних технологій вона посіла перше місце в одному з пріоритетних напрямків. При її розробці враховувався досвід як закордонних, так і вітчизняних наукових шкіл. Технологія дозволяє отримати прийнятні показники двигуна за помірних затрат на переобладнання. За розробленою технологією можна переобладнати будь-який дизель в газовий двигун, незалежно від кількості та розміщення його циліндрів та інших конструктивних особливостей, від того, турбодизель це чи атмосферний дизель. Таке переобладнання можна здійснювати в умовах невеликих майстерень.

**Мета роботи.** Оцінка можливості та доцільності переобладнання тракторних дизелів без наддуву в газові двигуни та уточнення деяких результатів попередніх досліджень, які є суперечливими.

**Результати дослідження.** Переобладнання включає в себе демонтаж дизельної системи живлення, зменшення ступеня стиску та забезпечення нормального протікання робочого процесу за циклом Отто, тобто встановлення іскрової системи запалювання та додаткового газового обладнання для зберігання і подачі газу в циліндри двигуна, заміна приводу керування регулятором частоти обертання дизеля на привод керування дросельною заслінкою газоповітряного змішувача, перевірка газової системи живлення на герметичність, виконання необхідних регулювань систем живлення та запалювання, які включають регулювання складу газоповітряної суміші та виставлення оптимального установочного кута випередження запалювання, випробування техніки при роботі двигуна на малих обертах холостого ходу та пробігом. При цьому необхідно виконувати вимоги нині діючих нормативно-технічних документів, що регламентують переобладнання мобільної техніки для роботи на



стисненому природному газі. Наступна експлуатація технічного засобу з газовим двигуном, переобладнаним з дизеля, здійснюється відповідно до рекомендацій інструкції з експлуатації.

Для переобладнання дизелів у газові двигуни застосовується серійне газове обладнання газобалонних автомобілів: газоповітряні змішувачі, газові редуктори низького тиску, газові редуктори високого тиску, електромагнітні клапани, газові балони з вентилями та трубопроводами. Характеристики газоповітряного змішувача і газового редуктора низького тиску (перш за все, діаметри дозувальних отворів дозуючо-економайзерного пристрою) мають бути узгоджені з витратними характеристиками двигуна.

Газовий двигун може обладнуватись як звичайною електронною системою запалювання з високовольним розподільником, так і мікропроцесорною системою запалювання з індивідуальними котушками для кожного циліндра. Кращим є другий варіант, оскільки відпадає необхідність встановлення розподільника запалювання. Для кожної марки двигуна необхідно визначити і встановлювати оптимальний установочний кут випередження запалювання.

Технологія охоплює переобладнання як нових дизелів, так і тих, які були в експлуатації. Стосовно нових дизелів, то для здешевлення їх переобладнання пропонується їх поставка на автоскладальне виробництво без дизельної паливної апаратури і встановлення безпосередньо на заводі газової апаратури і системи запалювання. Що стосується дизелів, які були в експлуатації, то особливо виправданною є конвертація в газові двигуни дизелів у разі необхідності ремонту їх циліндро-поршневої групи або паливної апаратури. В цьому випадку витрати на переобладнання дизеля частково компенсуються за рахунок засобів, які все одно необхідно затрачувати на ремонт.

З виконаного аналізу термічного ККД і середнього тиску циклу Отто зроблено висновок, що в даному циклі доцільно здійснювати робочий процес реального двигуна із ступенями стиску, що не перевищують  $\varepsilon=12$ . На першому етапі досліджень розроблена математичну модель і програму розрахунку на комп'ютері робочого циклу газового двигуна, яка дозволила визначити його потужності та економічні показники і отримати оптимальні значення параметрів конструкції та робочого циклу двигуна [3,4].

За розробленою технологією в лабораторії автомобільних двигунів ЛНТУ переобладнано дизель Д-240 в газовий двигун [4]. На переобладнаному двигуні замість форсунок встановлено іскрові свічки запалювання фірми BRISK, привод паливного насоса високого тиску переобладнано для кріплення переривача-розподільювача, встановлено

безконтактне електронне запалювання з датчиком Хола в переривачі-розподільнику (рис. 1).



Рис. 1. Газовий двигун, переобладнаний з дизеля Д-240

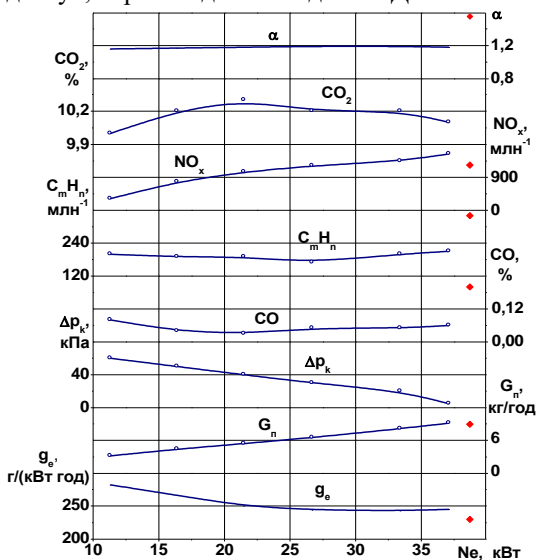


Рис. 2. Навантажувальна характеристика газового двигуна

На впускному колекторі нової конструкції встановлено газовий змішувач СГ-250, а також газові редуктори високого і низького тиску та інше газове обладнання. Ступінь стиску газового двигуна зменшено

з 16 до 12 одиниць. Тобто, дизель конвертували в двигун з іскровим запалюванням і зовнішнім сумішоутворенням. Експериментальні випробування конвертованого газового двигуна включали моторні дослідження на електричному гальмівному стенді КИ-4893 ГОСНИТИ. Газовий двигун стійко працював на всіх режимах. Була отримана серія навантажувальних характеристик при різних частотах обертання та регульовальні характеристики за складом суміші та за кутом випередження запалювання. На рис. 2 показана навантажувальна характеристика при частоті обертання колінчастого вала  $1400 \text{ хв}^{-1}$  (ромбовидними точками відмічені показники дизеля) [4]. На цьому режимі газовий двигун розвиває потужність таку ж, як і дизель Д-240. Питома ефективна витрата палива на 5,2% більша, ніж у дизеля, оскільки газовий двигун працює на більш багатих сумішах. Рівень викидів оксиду вуглецю  $CO$  і вуглеводнів  $C_mH_n$  у газового двигуна менший, і відсутня сажа у відпрацьованих газах. Шум при роботі газового двигуна значно менший, ніж дизеля. Крім того, в природному газі практично не міститься сірки, завдяки чому двигун, працюючий на природному газі, має практично нульовий рівень викидів  $SO_2$ , що вигідно відрізняє його від дизеля, в якого викиди оксидів сірки наносять суттєву шкоду екології. Це особливо актуально для нашої держави, тому що в дизельному паливі, яке виробляється на наших нафтопереробних заводах, вміст сірки в декілька разів перевищує допустимі норми. Важливою перевагою двигунів, які працюють на природному газі, є малі викиди в атмосферу двооксиду вуглецю  $CO_2$ , який сприяє утворенню парникового ефекту на Землі. Це пояснюється тим, що в природному газі міститься менше вуглецю, ніж в нафтових паливах.

Проведені дослідження виявили деякі особливості протікання робочого процесу газового двигуна. Зокрема те, що газоповітряна суміш має гіршу займистість порівняно з бензоповітряною сумішшю. Тому для компенсації більш низької займистості газоповітряної суміші потрібно застосовувати системи запалення високої енергії і досконаліші свічки запалення.

**Висновки.** Переведення навіть частини сільськогосподарської техніки на живлення природним газом дасть значний економічний ефект у масштабах держави. При переході на газ затрати на паливо-мастильні матеріали зменшуються приблизно у три рази. Зменшуються затрати на поточний ремонт, оскільки відпадає необхідність міняти розпилювачі форсунок та плунжерні пари, які

досить часто виходять з ладу. Термін окупності інвестицій на переобладнання складає від 7 до 10 місяців. Вартість переобладнання трактора у газобалонний перебуває в межах 1000 у.о., але надалі власник такого трактора буде економити значні кошти за рахунок використання більш дешевого палива. Не менший економічний ефект буде і від переобладнання автомобіля з дизелем у газобалонний. Крім того, має місце також екологічний ефект від зменшення забруднення навколишнього середовища шкідливими викидами двигунів.

Наступним етапом досліджень є проведення сертифікаційних випробувань трактора з газовим двигуном, переобладнаним з дизеля, за участю НДІ – полігон мобільної техніки (м.Одеса). Сьогодні іде пошук партнерів для фінансування та проведення таких спільних випробувань.

#### Література

1. Луканин В.Н., Хачиян А.С., Кузнецов В.Е., Федоров В.М. Сравнительный анализ способов конвертации жидкотопливных двигателей в двигатели, питаемые природным газом // Экология двигателей и автомобиля: Сборник научных трудов.– М.: Изд. НАМИ, 2001.– С. 97– 103.

2. Захарчук В.І., Сітовський О.П., Козачук І.С. Техніко-економічні аспекти конвертації дизелів у газові двигуни //Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. - №7 (77), частина 1. - 2004 – С. 114-117.

3. Victor Zaharchuk, Ilya Kozachuk. Desing experiment investigation OF THE GAS ENGINE made of THE TRACTOR DIESEL/Polish Academy of Sciences. Branch in Lublin. Commision of motorization and energetics in agriculture. VOL. 7. – Lublin, 2005. - P. 229-236.

4. Захарчук В.І., Сітовський О.П., Козачук І.С. Розрахунково-експериментальні дослідження газового двигуна, переобладнаного з дизеля // Автомобильный транспорт: Сборник научных трудов. - Выпуск 16. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – С. 276-278.

5. Технологія переобладнання дизелів в газові двигуни з іскровим запалюванням для роботи на природному газі (керівник розробки Захарчук В.І.)//КАТАЛОГ ІННОВАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ за результатами Всеукраїнського конкурсу інноваційних технологій. - Київ, 2006. – С. 180-181.

*Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух*

Є.О. Калінський, к.т.н., О.М. Вербицький, к.т.н.  
Херсонський національний технічний університет

## **ПЕРЕДУМОВИ ЗАСТОСУВАННЯ ПОКАЗНИКА АКТИВНОСТІ ВОДИ ДЛЯ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВОЛОГОСТІ СОЛОМИ ЛУБ'ЯНИХ КУЛЬТУР**

*В статті розглянуто адсорбційні і капілярні процеси, що відбуваються при поглинанні вологи стеблами луб'яних культур. Пропонується для аналізу вологості застосувати показник активності води як характеристику ступеня її участі в мікробіологічних процесах.*

**Постановка проблеми у загальному вигляді.** Більшість сучасних наукових розробок спрямовані на "модний" зараз напрямок ресурсозбереження. Такий стан справ сформувався із об'єктивних економічних причин: ресурси нашої планети обмежені, їх видобуток скорочується, а ціна, відповідно, зростає. Тому науковці постійно шукають способи, як з найменшими витратами енергії, матеріалів, сировини отримувати бажаний результат.

В галузі первинної обробки важливим процесом є отримання трести із соломи луб'яних культур. Найрозповсюдженіший спосіб отримання трести – це розстил соломи на полі, де вона вирощувалась. Сам процес отримання трести за своєю суттю мікробіологічний. Плісняві грибки, що завжди існують в ґрунті, за сприятливих умов (оптимальна температура, вологість повітря і т. ін.) швидко розвиваються на стеблах соломи, руйнуючи зв'язок волокна із деревинною частиною. Але за несприятливих умов (підвищена вологість) на соломі можуть розвиватись целюлозоруйнівні бактерії, які є шкідливими і призводять до втрат сировини. З іншого боку, зниження вологості соломи призводить пригнічення грибків і до затягування процесу розстилу. Те саме можна сказати і про коливання температури повітря [6]. Як видно з вищесказаного, процес є оптимальним в дуже вузькому діапазоні параметрів навколишнього середовища. На температуру навколишнього середовища впливати практично не можливо. Тому залишається лише впливати на вологість сировини з метою наближення умов для розвитку корисної мікрофлори до оптимальних.

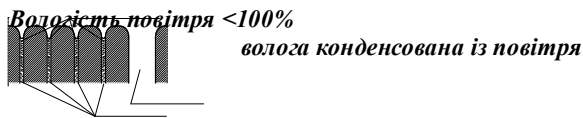
**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Проблемам інтенсифікації процесу розстилу присвячено багато праць провідних

вчених галузі. Існує принципово два підходи до корекції вологості соломи на стелищі. Перший спосіб механічний і включає операції ворушіння і обертання, що виконуються на полі за допомогою спеціальною сільськогосподарської техніки. Мета цих операцій – вирівнювання вологості по товщині шару соломи, недопускання пересушування, або загнивання соломи [3]. Другий спосіб – фізико-хімічний і включає застосування спеціальних хімічних препаратів для прискорення розвитку мікрофлори, що в сукупності із додатковим зволоженням також призводить до інтенсифікації процесу і підвищення якості отриманої сировини [7, 9].

**Мета дослідження.** Мета даного дослідження полягає в аналізі стану вологи в стеблах луб'яних культур і визначенні числової характеристики, яка б могла об'єктивно характеризувати ступінь участі цієї вологи в біохімічних процесах.

**Теоретичні передумови.** Для розуміння процесів, що відбуваються при зволоженні соломи на стелищі, розглянемо, які види вологи знаходяться в стеблах луб'яних рослин. Лубоволокнисті матеріали відносяться до капілярно-пористих колоїдних тіл. Щільність тканин в стеблах зростає від центру до периферії стебла. Нерівномірність щільності матеріалу характеризує нерівномірність розподілу розмірів пор, пустот і капілярів. Внаслідок цього розподіл вологи в стеблах нерівномірний і мінімальну вологість має верхній луб'яний шар. Існує три форми зв'язку вологи з матеріалом: хімічна, фізико-хімічна і фізико-механічна. Хімічна є найбільш міцною і видаляється із рослин при температурі більше 120-150°C. До фізико-хімічно зв'язаної вологи відносять адсорбційну вологу, осмотичну і структурну вологу. До фізико-механічно зв'язаної вологи відноситься волога, що знаходиться в мікро- і макрокапілярах, крупних порах і пустотах, і волога змочування [8]. Фізико-хімічні способи інтенсифікації процесу розстилу (застосування хімічних композицій, електрохімічно-активованих середовищ і т.ін.), крім впливу безпосередньо на мікроорганізми, очевидно впливають на процеси вологопоглинання. Розглянемо модель поверхні стебла луб'яної рослини, яка зображена на рисунку.

В мікрокапілярах стебла ( $r < 10^{-5}$  см) може відбуватись капілярна конденсація вологи із повітря, навіть якщо відносна вологість його менша за 100% (що і спостерігається в реальних умовах). Волога із мікрокапілярів може випаровуватись тільки при достатньо низькій вологості навколишнього повітря. В макрокапілярах волога утримується чисто механічно і поглинання вологи може відбуватись лише при безпосередньому контакті з водою.



*макрокапіляри ( $r > 10^{-5}$  см)*

*мікрокапіляри ( $r < 10^{-5}$  см)*

Рис. Модель поверхні стебла луб'яної рослини

Якщо абсолютно сухий матеріал опиняється у вологому повітряному середовищі, то поглинання вологи буде відбуватись у наступному порядку. Спочатку поглинається адсорбційна волога, при цьому відбувається стискання системи тіло-рідина і виділяється теплота адсорбції. В мікрокапілярах утворюються меніски рідини внаслідок чого відбувається капілярна конденсація водяних парів із повітря [8].

**Результати досліджень.** Величини адсорбції компонентів розчину  $\Gamma_i$  і поверхневий натяг  $\sigma$  зв'язані між собою фундаментальним адсорбційним рівнянням Гіббса. Воно є загальним термодинамічним рівнянням, яке виконується для будь якого складу і природи поверхні розділу фаз при постійній температурі:

$$-d\sigma = \sum_i \tilde{A}_i d\mu_i,$$

де  $\mu_i$  - хімічні потенціали компонентів.

Для розчинів це співвідношення можна перетворити в наступне:

$$\tilde{A} = -\frac{c}{RT} \cdot \frac{d\sigma}{dc},$$

де  $c$  – концентрація речовини, що адсорбується в бінарному розчині.

Рівняння Гіббса показує, що якщо при адсорбції поверхневий натяг  $\sigma$  зменшується з підвищенням концентрації  $c$ , то адсорбція  $\Gamma$

позитивна, і це відповідає поверхнево-активним речовинам [5]. Саме на цьому ефекті основана дія хімічних композицій, застосування яких пропонується в роботах [7, 9, 11].

Позитивний вплив електрохімічно-активованих середовищ оснований на іншому ефекті.

Висота підйому рідини в капілярах визначають за відомою формулою:

$$h = \frac{2\sigma\cos\theta}{r\rho_a g},$$

де  $\sigma$  - поверхневий натяг;  $\theta$  - крайовий кут змочування;  $r$  - радіус капіляра;  $\rho_a$  - густина рідини;  $g$  - прискорення вільного падіння.

Аналіз вищесказаного показує, що для створення оптимальних умов для поглинання вологи стеблом коефіцієнт поверхневого натягу повинен бути якомога більшим, а крайовий кут якомога меншим. Дана формула не враховує, що електрохімічно активовані середовища є фактично різко вираженими електролітами і механізм взаємодії із твердим тілом дещо інший. Адсорбція іонів на поверхні визивається не тільки неспецифічними (адсорбційними) взаємодіями, але й електростатичними (кулоновськими) силами. Тобто на неполярний адсорбент добре адсорбуються полярні молекули з менш полярного розчинника. Такі взаємодії спостерігаються при змочуванні стебла луб'яних культур електрохімічно активованими середовищами – католітом і анолітом.

В наших попередніх дослідженнях для інтенсифікації розвитку корисної мікрофлори, а отже для прискорення процесу розстилу і підвищення якості отриманої сировини використовувались для додаткового зволоження продукти електролізу води – католіт і аноліт (електрохімічно активовані водні середовища). Католіт це лужне середовище насичене іонами  $\text{OH}^-$ , аноліт кисле середовище насичене іонами  $\text{H}^+$ . В роботах [4, 10] досліджувалися зміни поверхневого натягу католіту і аноліту. Було показано, що зміни поверхневого натягу призводять до статистично значущих змін величини і швидкості водопоглинання соломи конопель. Було розраховано відносну зміну вільної енергії католіту і аноліту, виходячи з зміни їх коефіцієнту поверхневого натягу. При цьому припускалось, що католіт і аноліт це рідини подібні воді. Додаткові дослідження показали, що такий підхід не є коректним і не враховує іонної природи католіту і аноліту. Щоб врахувати електростатичні взаємодії, що виникають між ЕХА розчинами і твердим пористим тілом необхідно використовувати якийсь інший параметр. Таким



параметром може бути показник активності води  $A_w$ . Цей показник широко застосовується в Європі і Америці при експертизі харчових продуктів і лікарських препаратів.

$$A_w = \frac{P}{P_0} = \frac{P_{0B}}{100}$$

де  $P$  - парціальний тиск;  $P_0$  - тиск насиченого водяного пару;  $P_{0A}$  - рівноважна відносна вологість.

Із загальної кількості вологи, що міститься в матеріалі мікроорганізми можуть використовувати лише її „активну” частину. Слід відзначити що показник активності води не має відношення до процесів активації води пов'язаних з впливом на властивості води магнітного, електромагнітного поля та інших видів впливу. За допомогою  $A_w$  визначають ступінь участі води в різних хімічних, біохімічних і мікробіологічних реакціях. Для кожного виду мікроорганізмів існує максимальне, мінімальне і оптимальне значення активності води. Відхилення від оптимального значення призводить до гальмування розвитку і загибелі мікроорганізмів. Для більшості бактерій значення  $A_w$ , що забезпечує їх нормальний розвиток складає 0,90-0,99. Дріжджі і більшість пліснявих грибків добре розвиваються навіть при  $A_w=0,65-0,85$  [2].

Для визначення активності води застосовують різні методи. При використанні гравіметричних методів фіксують зміну маси проби або допоміжного гігроскопічного матеріалу за рахунок сорбції вологи. Гігроскопічні методи засновані на зміні геометричних розмірів або електрофізичних параметрів гігроскопічного матеріалу (електропровідність, діелектрична проникність). Перераховані методи є непрямыми. До прямих відноситься манометричний метод.

**Висновки.** Вологість соломи луб'яних культур являється важливим фактором для розвитку корисної пектиноурійної мікрофлори. Показник вологості соломи, який визначається звичними методами по загальноприйнятим методикам не досить точно відображає залежність між вмістом вологи і інтенсивністю розвитку мікрофлори. Важливим показником є активність води  $A_w$ , яка характеризує нез'язану кількість води, доступну для життєдіяльності мікроорганізмів. Крім того, визначення  $A_w$  за методиками, пов'язаними в визначенням відносної вологості повітря дає змогу визначити кількість нез'язаної вологи в поверхневих і приповерхневих шарах соломи де і відбувається розвиток корисних мікроорганізмів. Методика аналізу вологості за допомогою показника активності води  $A_w$  доречна при наукових дослідженнях у випадках

визначення кореляційних залежностей між вологістю сировини, відносною вологістю повітря і інтенсивністю розвитку мікрофлори.

#### Література

1. Дерягин Б. В., Чураев Н. В., Овчаренко Ф.Д. Вода в дисперсных системах. -М.: Химия, 1989. – 288 с.
2. Значение показателя "активность воды" в оценке сельскохозяйственного сырья: Обзорная информация / Рогов И. А., Чоманов У. Ч. и др. - М.: АгроНИИТЭИММП, 1987. – 44 с.
3. Жуплатова Л.М. Вплив термінів обертання стрічок конопель при росяному мочінні на технологічну цінність волокна // Проблеми і перспективи в селекції, генетиці, технології вирощування, збирання, переробці та стандартизації луб'яних культур: Матеріали науково-технічної конференції молодих вчених (6 - 8 грудня 2004 р.). - Глухів, 2004. - С. 124 – 129
4. Новіков О.О., Новікова Л.В., Калінський Є.О. Використання електрохімічної обробки води у ресурсозберігаючих технологіях переробки луб'яних культу//Легка промисловість №2(206), 2006. - С. 50
5. Пальтиель Л.Р., Зенин Г.С., Вольнец Н.Ф. Физическая химия. Поверхностные явления и дисперсные системы: уч. пособие.-СПб: СЗТУ.-2004.-68с.
6. Первичная обработка лубяных волокон / В.В. Марков, Н.Н. Суслов, Б.Г. Трифонов, А.М. Ипатов – М.: Лёгкая промышленность, 1974. – 416 с.
7. Рожко В. І. Удосконалення біологічного способу приготування льонотрести: Дис....канд. с-г. наук: 05.18.03.– К.,1999.- 167 с.
8. Сумётов В.А. Сушка и увлажнение лубоволокнистых материалов: ученик для вузов. – М.: Лёгкая индустрия, 1980.-36 с.
9. Тіхосова Г.А. Технологія одержання однотипної трести розстилянням лляної соломи: Дис. ... канд. техн. наук: 05.18.03. - Херсон, 2003. - 144 с.
10. Чурсіна Л.А., Калінський Є.О. Дослідження впливу електрохімічної активації на процес одержання трести конопель//Легка промисловість №3, 2008. - С. 52-53
11. Пат. 29048А Україна, МКВ 6 D 06M 13/165. Композиція поліфункціональної дії для обробки матеріалів: Пат. 29048А Україна, МКВ 6 D 06M 13/165 / Г.Ф. Сльозко, Н.І. Ксенжук (Україна). - №97126217; Заявл. 24.12.97; Опубл. 16.10.2000, Бюл. № 5. – 11 с.

*Рецензент д.т.н., проф. Л.А. Чурсіна*

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

## ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЦЕСУ М'ЯТТЯ ЛЬОНУ ОЛІЙНОГО

*В роботі розглянуті питання оптимізації процесу м'яття лляної трести, запропоновано технологію переробки вороху олійного льону в умовах південного регіону України. Зроблено аналіз факторів, що впливають на диференціацію цього процесу.*

**Постановка проблеми.** У процесі м'яття стебел луб'яних культур порушується зв'язок між волокном і деревиною, деревина ламається на дрібні частини - кострицю, що частково видаляється. Стебла, що обробляються в м'яльній машині, називаються сирцем. Чим більше в сирці порушений зв'язок волокна з деревиною при збереженні його цілісності, тим більше видалиться костриці й тим ефективніше буде процес.

**Мета дослідження.** У зв'язку з цим, одним із основних завдань для вирішення даного питання є вивчення структури м'яльних робочих органів і сил, які діють на сировину, що в комплексі забезпечують диференціацію процесу м'яття.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Основними робочими органами, що здійснюють злам стебел, є м'яльні вальці (рис. 1, а). Форма рифлів вальців може бути різною. Однак при всьому їхньому розмаїтті можна виділити чотири основні типи.

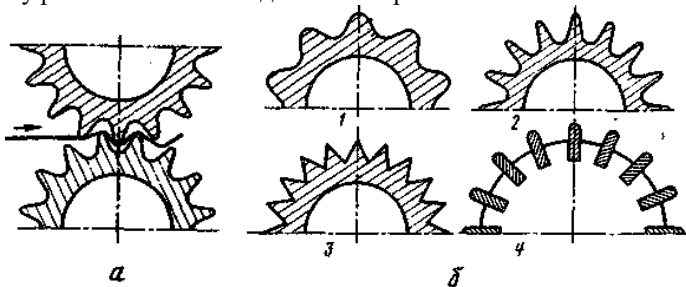


Рис. 1. Схема взаємодії із стеблом (а) і можливі форми робочої поверхні (б) м'яльних вальців: 1 - пологого профілю рифлів; 2 - крутого профілю рифлів; 3 - гострогранного профілю рифлів; 4 - із планчастими рифлями

Вальці будь-якого профілю характеризуються зовнішнім  $D_3$  і внутрішнім  $D_6$  діаметром, висотою рифлів  $h=(D_3-D_6)/2$ , числом рифлів  $z$ , кроком рифлів по дузі  $t_z$  та хорді  $t_x$ , радіусом закруглення вершин рифлів  $r_p$  і западин  $r_s$ , робочою довжиною вальців  $L$  [1].

Вальці пологого рифлення 1 (рис. 1, б) характеризуються плавними обрисами профілю та відносно малою висотою рифлів у порівнянні з їх кроком.

Вальці крутого рифлення 2 відрізняються малим радіусом закруглення вершин рифлів та великим радіусом закруглення западин.

Вальці гострогранного профілю 3 характеризуються плоскими гранями рифлів і малими радіусами закруглення вершин і западин.

У вальців ножових, або планчатих, рифлі виконані з металевих смуг 4.

Вальці всіх зазначених типів можуть бути прямого й гвинтового напрямку рифлів уздовж твірної циліндра. Вибір того чи іншого профілю і його параметрів визначається властивостями оброблюваного матеріалу.

**Результати дослідження.** Згідно розробленої В.В. Марковим теорії м'яття розташування вальців у парі (рис. 2) характеризується величиною взаємного перекриття рифлів по лінії центрів, що називається глибиною заходження  $i$ . Основні величини поля м'яття визначаються за формулами (1-5).

$$i = D_3 - A, \quad (1)$$

де  $A$  - міжцентрова відстань.

Обробка стебел у м'яльній парі відбувається в межах поля м'яття, що утворюється внаслідок перетинанням двох окружностей зовнішнього діаметра. Глибина заходження є висотою поля м'яття, його ширина визначається залежністю

$$B = \sqrt{D_3^2 - A^2}. \quad (2)$$

Зі збільшенням глибини заходження площа поля м'яття збільшується. Здатність м'яльної пари згинати стебла визначається найбільшим кутом проміну  $\varphi$ , який утворюється однією ділянкою стебла, що згинається, і продовженням іншого. Кут проміну залежить від кроку рифлів і глибини заходження.

За даними А.М. Іпатова [1] вигин-злам проходить у три стадії. Перша - загальний пружний вигин, коли навантаження сприймається всім стеблом. Стебло вигинається по кривій досить великого радіуса, що становить для сухих стебел 50-80, а для свіжих 15-20 діаметрів.

При цьому переріз стебла зберігає форму кола. Залежність деформації від навантаження в цей період носить прямолінійний характер. Пружний вигин закінчується утворенням місцевої деформації по перерізі, як правило, у місці найбільшого вигинаючого моменту.

Місцева деформація швидко росте й супроводжується розколонуванням стебла на маленькі частини – сектори (друга стадія).

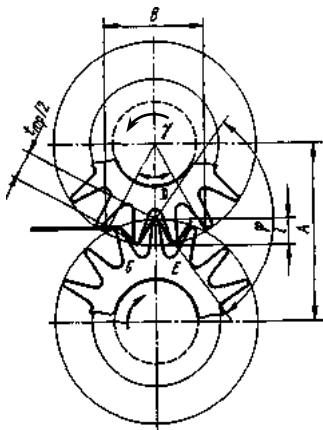


Рис. 2. Поле м'яття

що складається з окремих секторів, як правило, накладених один на інший попарно. Вздовж поперечного перерізу й у поздовжньому напрямку сектори втримуються разом досить міцним зв'язком. Тому кожний у даній стадії виступає як балка, що самостійно деформується під навантаженням.

$$\operatorname{tg} \varphi / 2 = 2i / t_x \quad (3)$$

За даними Б.І. Смірнова і Г.К. Кузнецова для плющення стебел пружний вигин відбувається більш швидко й при менших навантаженнях.

Геометрична картина вигину-зламу стебел характеризується критичним радіусом вигину в момент, що передує переходу від загального пружного вигину до місцевого, радіусом кривизни вигнутої ділянки в момент зламу, кутом зламу й критичною довжиною зламаної ділянки стебла. Останні два параметри є найбільш важливими.

Кут зламу – це кут між однією ділянкою стебла й продовженням напрямку іншої в момент, що передує зламу (рис. 2). Критичною довжиною зламаної ділянки стебла називається величина,

на яку можна ламати стебло, щоб відбулося порушення зв'язку волокна з деревиною без його розриву. Ці показники пов'язані з механічними властивостями сировини й визначають розміри робочих органів.

При пропусканні стебла через вальці крутого рифлення вигин зі зломом відбувається послідовно по довжині на певних ділянках. Місце зламу завжди перебуває на вершині рифлі. Думаючи, що волокно й деревина підпорядковані закону Гука, розглянемо умови порушення зв'язку волокна з деревиною при вигині.

Виділимо елементарну ділянку плющеного стебла, розколотого на окремі сектори в місці вигину, обмежену кутом  $d\varphi$  (рис. 3).

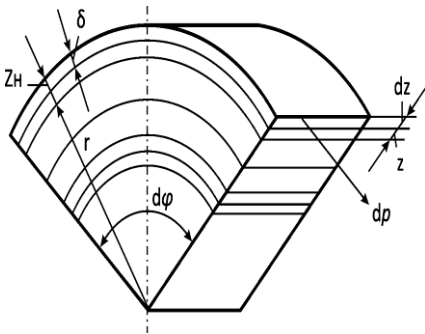


Рис. 3. Вигин стебла на крайці рифлі

Довжина прямолінійної ділянки стебла визначається кроком рифлів.

Напруги в розтягнутій зоні за законом Гука визначаються залежністю:

$$\sigma = \frac{z}{r} E, \quad (4)$$

де  $z$  - відстань від нейтрального до розглянутого шару, мм;  $r$  - радіус вигину нейтрального шару, мм;  $E$  — модуль пружності волокна при розтяганні, Па.

Зусилля, що діє на виділеній площадці висотою  $dz$  на одиниці ширини.

$$dp = \frac{z}{r} E dz, \quad (5)$$

Якщо ми проінтегруємо у межах товщини волокна від  $z_n - \delta$  до  $z_n$ , то отримаємо:

$$p = \frac{E\delta}{r}(z_n - \delta/2), \quad (6)$$

де  $z_n$  - відстань від нейтрального шару до зовнішніх найбільш розтягнутих волокон.

Різниця  $(z_n - \delta/2)$  є відстань від нейтрального шару до шару, що проходить через центр тяжіння перерізу волокна  $z_c$ . Таким чином,

$$p = \frac{E\delta}{r} z_c, \quad (7)$$

Зсувне зусилля прямо пропорційно товщині волокна й відстані його від нейтрального шару й обернено пропорційно радіусу вигину. Умова зсуву волокна на ділянці  $l$  запишеться нерівністю  $p \geq Kl$ . Підставляючи значення  $p$  у рівняння (7) і розв'язавши його відносно  $l$ , отримуємо:

$$l \leq \frac{E\delta z_c}{Kr}, \quad (8)$$

де  $K$  - сила зв'язку волокна з деревиною.

Вираз  $Ez_n/r$  визначає напругу в зовнішньому шарі волокна. Дана напруга не повинна бути більшою за міцність волокна  $\sigma_e$ , у противному випадку волокно розірветься без порушення зв'язку. З урахуванням цього найбільша довжина ділянки стебла, на якому відбудеться порушення зв'язку без ушкодження волокна, визначиться залежністю:

$$l_k \leq \frac{\sigma_e \delta}{K} \times \frac{z_c}{z_n}, \quad (9)$$

де  $\sigma_e$  - міцність волокна при розриві, Па;  $\delta$  - товщина волокнистого шару стебла, мм;  $K$  - питома сила зв'язку волокна з деревиною при зсуві, Па;  $z_c$  - відстань від нейтрального шару при вигині до шару, що проходить через центр тяжіння перерізу волокна, мм;  $z_n$  - відстань від нейтрального шару до зовнішніх волокон, мм.

Співвідношення  $z_c/z_n \leq 1$ . Для розмірів поперекового перерізу елементів стебла по радіусу, що зустрічаються найбільш часто, відношення  $z_c/z_n \approx 0.7 \div 0.8$

Для тонкостінних стебел це співвідношення становить  $0,5 \div 0,6$ , для товстостінних стебел  $0,85 \div 0,9$ .

У всіх стеблах луб'яних культур деревина найбільш розвинена в прикореневій частині. Тому за інших умов критична довжина ламаної ділянки стебла завжди більша в гузирі, ніж біля вершини.

Використовуючи залежність (6), А.М. Іпатов розрахував для різної за властивостями сировини крок рифлів вальців, приймаючи рівність критичної довжини половині кроку трести, тобто  $l_k = t_{mp} / 2$ .

Враховуючи те, що в регламентованих режимах обробки будь-якого шару стебел глибина заходження не перевищує 1/3 кроку рифлів  $t$ , маємо:

$$t_{mp} = 1,2t = 2l_k. \quad (10)$$

Звідки

$$t \approx 1,7l_k. \quad (11)$$

Згідно формул (9) і (11) можна провести орієнтовний розрахунок кроку рифлів для різної за властивостями сировини.

Конструктивно рифлені вальці в м'яльній машині виготовляються однакового діаметра й мають, як правило, однакову частоту обертання. У цьому випадку рівність периметрів зламу в кожній парі легко досягається відповідною зміною глибини заходження залежно від числа рифлів. Знайдемо цю залежність за умови, що живлення здійснюється під кутом  $90^\circ$ .

$$2z_1\sqrt{(t_1/2)^2 + i_1^2} = 2z_2\sqrt{(t_2/2)^2 + i_2^2}. \quad (12)$$

Після зведення обох частин рівняння (12) у квадрат і проведення перетворення, ми отримаємо

$$z_1i_1 = z_2i_2 = \dots = z_ki_k. \quad (13)$$

Залежність (13) застосовується на практиці як основне правило при регулюванні глибини заходження. При дотриманні цього принципу зберігається й умова сталості кута зламу стебел у кожній рифленій парі, тому що  $tg\varphi/2 = 2i/t = 2iz/(\pi D)$ .

Якщо в наборі вальців м'яльної машини встановлені пари прямого й гвинтового рифлення й кут живлення не дорівнює  $90^\circ$ , то дотримання умови (13) супроводжується значною похибкою. Для прикладу розглянемо три пари вальців (рис. 4), з яких перша прямого 1, а друга й третя лівого 2 і правого 3 рифлення. Усі пари мають однакове число рифлів ( $z=24$ ) і глибину заходження ( $i=5$  мм). Кут живлення  $\psi=45^\circ$ . У цьому випадку

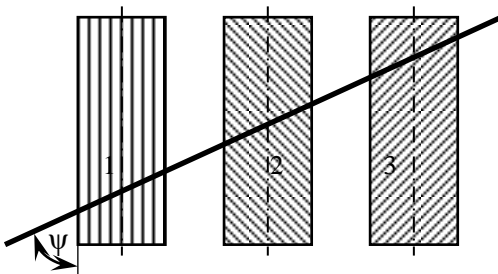


Рис. 4. Схема взаємодія прямих і гвинтових вальців зі стеблом



периметри зламу й відповідно швидкість матеріалу в парах будуть різними, відношення швидкостей матеріалу складатиме  $v_1 / v_2 = 1,06$ ;  $v_2 / v_3 = 0,95$ .

Між першою й другою парами відбудеться розтягування матеріалу, між другою й третьою — сгруження. Невелике сгруження не має негативних наслідків, а розтягання може призвести до розриву волокон. Тому при регулюванні глибини заходження в прямих і гвинтових парах її необхідно розраховувати за умови рівності периметрів зламу за формулою (14) [1, 2]:

$$P_{\psi} = 2z(1 \pm tg \beta \times ctg \psi) \sqrt{\left(\frac{t \cos \beta}{2 \sin(\psi \pm \beta)}\right)^2 + i^2}. \quad (14)$$

При використанні сталості добутку в парах  $iz$  треба щоб уникнути обривів волокна послабити тиск у парах, між якими відбувається розтягання.

В даний час на льонозаводах використовуються м'яльні машини марок: М-100-Л, М-110-Л та М-110-Л2. Найбільш розповсюдженою є м'яльна машина М-110-Л, технічна характеристика якої наведено у табл. 1 [3].

Таблиця 1. Технічна характеристика м'яльної машини М-110-Л

Число пар вальців	Діаметр вальців, мм		Радіус округлення рифлів, мм		Висота рифлі, мм	Маса верхнього вальця, кг	Діапазон регулювання заходження рифлів, мм
	зовнішній	внутрішній	вершини	западни			
2	122	-	-	-	-	78,5	-
2	118	84	2,0	8,0	17,0	58,0	0-12
2	118	84	2,0	4,5	17,0	58,5	0-12
2	117	86	2,0	4,5	15,5	58,5	0-12
2	118	90	2,0	6,5	14,0	62,5	0-10
2	117	92	2,0	4,0	12,5	59,5	0-8
2	118	105	1,5	3,0	6,5	61,5	0-4
1	118	98	5,0	10,0	10,0	71,5	-

До комплекту цієї машини входять 18 пар вальців різного типу рифлення, робочий набір становить 13 пар, що дає можливість змінювати параметри рифлення в залежності від характеристик сировини, яку необхідно переробити. Робоча довжина вальців становить 1100 мм, при куті нахилу гвинтових вальців – 18°. Подовжній розріз м'яльних вальців машини М-110-Л наведено на рис. 5.

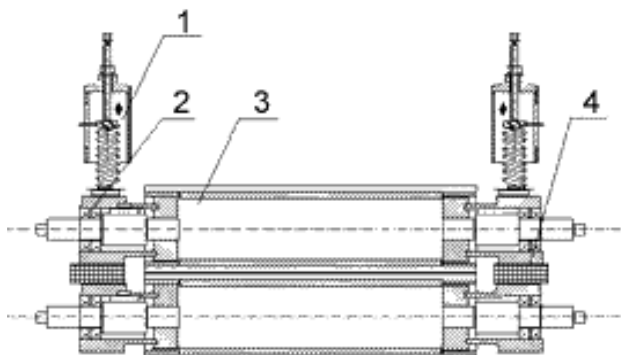


Рис. 5. Подовжній розріз м'яльних вальців машини М-110-Л: 1 - натискний пристрій; 2 – опори підшипників; 3 – м'яльні вальці; 4 – прокладки для регулювання глибини заходження рифлів

Набір вальців на машині забезпечує необхідну диференціацію процесу м'яття, добре проминання трести будь-якими властивостями. Конкретно глибина заходження рифлів для кожної пари в таблиці не вказана, вона повинна змінюватися зі зміною властивостей оброблюваної трести. При цьому швидкість руху матеріалу в різних парах має бути однаковою.

У м'яльних машинах використовуються подовжені зуби шестерень, так як верхній валець при обробці трести підводиться і може розчепитися нижнім. Щоб рифлі верхнього вальця знаходилися точно по середині западини нижнього, шпонки на піввісь нижніх вальців встановлюють навпроти западини, а на піввісь верхніх — навпроти рифлі.

При обробці надто товстого шару трести верхній валець підводиться і виходить із зачеплення з нижнім, вальці прокручуються один відносно іншого. При будь-якому новому взаємному розташуванні шестерень рифлі вальців мають бути розташовані правильно. Для цього число зубів циліндрових шестерень, що

з'єднують верхній валець з нижнім, дорівнює кількості рифлів. Для з'єднання дрібнорифлених вальців не можна застосовувати шестерні з дрібними зубами, оскільки вони часто будуть виходити із зачеплення. У цих випадках застосовують шестерні з числом зубів, кратним числу рифлів.

Між корпусами підшипників нижніх і верхніх вальців розташовано пристрій для регулювання глибини заходження рифлів.

Глибина заходження рифлів є одним з факторів регулювання інтенсивності механічних впливів на стебла в процесі м'яття. Від глибини заходження рифлів також залежить швидкість матеріалу. Тому м'яльні машини обладнуються приладами для регулювання глибини заходження рифлів.

Найпростішими з них є прокладки між корпусами підшипників валків. Товщина прокладок вибирається залежно від необхідної глибини заходження на кожну групу валків. При великій кількості пар і груп валків необхідно багато прокладок, регулювання виходить східчастим, прокладки випадають у процесі роботи. Все це ускладнює регулювання процесу м'яття.

У деяких машинах заходження рифлів регулюються гвинтом, що ввертається в корпус підшипника нижнього валка й стопориться гайкою. Таке регулювання незручне за багатьма причинами: для зміни заходження рифлів потрібно підняти верхні валки, що вимагає багато часу, від ударів верхнього підшипника об гвинт порушується налагодження й т.п.

У м'яльних машинах агрегатів МТ-530-Л і МТ-100-Л для регулювання глибини заходження застосовувався черв'ячно-кулачковий механізм.

У м'яльних машинах ПМГ-1, КПП-3, КМТА-1 застосовувався інший механізм регулювання глибини заходження рифлів. У корпусах підшипників верхніх валків шарнірно закріплені й пропущені через стакани натискного пристрою тяги. На різьбові кінці тяг наворачуються гайки й контргайки. При закручуванні гайок тяги разом з підшипником піднімаються, а валки розводяться.

Над плющильними вальцями поставлені більш могутні пружини, ніж над рифленими. Тиск пружини при її усадці в 1 мм для плющильних вальців становить 200 Н, а для рифлених—100 Н. Максимальний тиск, що створюється однією пружиною, відповідно дорівнює 5000 і 3000 Н. Вага верхніх вальців коливається в межах 60—70 кг.

Інтенсивність процесу м'яття певною мірою залежить від тиску на матеріал. Тиск змінюється залежно від властивостей сировини й інших факторів.

У більшості м'яльних машин застосовуються найпростіші натискні пристрої (рис. 6). Стакан, у який встановлена циліндрична пружина, прикріплюється до станини болтами. Пружина стискається гвинтом через грибок, на якому встановлено показник тиску. Шкала тисків закріплюється на зовнішній стороні стакана.

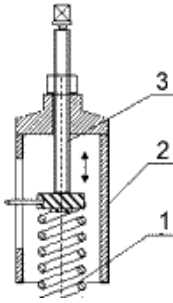


Рис.6. Натискний пристрій:

- 1 – пружина;
- 2 – циліндричний стакан;
- 3 – гвинт

тиск на матеріал, робоча довжина підшипників, відстань між осями валків у плані, кількість пар валків.

За максимальним тиском й робочою довжиною валка визначають сумарну силу, що діє на валок, та знаходять реакції.

За найбільшою реакцією розраховують пружину, товщину стінки стакана, різьбу у верхній частині стакана, підбирають болти й визначають переріз лап стакана.

Щоб уникнути намотування волокна на вальці в їх торцях передбачені кругові виточки, в які входять подовжені торцеві кришки підшипників. Матеріал, що обробляється, при проходженні через машину розходить в сторони. Щоб він не натрапляв на підшипники, у торців вальців (у просторі між м'яльними парами) встановлені обмежувачі (кондуктори). Ці обмежувачі є зігнутими пластинками, що направляють шар матеріалу.

**Висновки.** Виходячи з проведеного теоретичного аналізу диференціації процесу м'яття трести льону довгунця, можна зробити

Наведені схеми натискних пристроїв – індивідуального типу. При великій кількості валків для регулювання тиску потрібно багато часу. Тому раніше на куделеприготувальних агрегатах КП-885-Л застосовувалися групові натискні пристрої [4].

Вихідними даними для проектування натискних пристроїв є максимальний

наступні висновки та рекомендації для механічної переробки вороху олійного льону:

1. У процесі виділення костриці, на вихідну сировину діють різні механічні сили, на які впливають наступні групи параметрів:

- параметри, що змінюються під впливом зовнішніх факторів і які не залежать від режиму роботи м'яльної машини. До цієї групи відносяться фізико-механічні характеристики вихідної сировини;

- параметри, які змінюються залежно від прийнятої технологічної схеми, конструктивні особливості м'яльниці й т.п. До цієї групи варто віднести характеристику профілю виготовлення вальців, тиск, що створюється, відношення між їх зовнішнім і внутрішнім діаметром, глибину заходження й крок рифлів;

- параметри третьої групи – вихідні параметри, такі як вихід волокна, вміст костриці, міцність, гнучкість, тонина, залежать від конструкційних особливостей обладнання й від прийнятих режимів технологічного процесу.

2. Параметри першої й другої групи є вхідними та у сукупності визначають процес виділення костриці. Крім того, із другої групи параметрів можна виділити групу керованих впливів, характеристику профілю виготовлення вальців, тиск, що створюється, відношення між зовнішнім і внутрішнім діаметром, висоту заходження й крок рифлів, за допомогою яких можна ефективно впливати на процес м'яття.

3. Регулювання параметрів механічного режиму роботи м'яльної машини в процесі переробки трести характеризується двома основними залежностями - глибиною заходження рифлів та тиском вальців.

4. До параметрів фізико-механічних характеристик вихідної сировини в першу чергу можна віднести вологість, ступінь стиглості та діаметр стебла. Якщо ступінь стиглості та діаметр стебла льону не впливають на техніко-економічні показники процесу переробки, то регулювання вологості слою значною мірою вплине на собівартість процесу. У зв'язку з цим виникає необхідність дослідження впливу вологості сировини на якісні характеристики волокна.

Традиційна технологія одержання неорієнтованого короткого волокна оснований на подвійному проміні сировини, спочатку трести, а потім відходів тіпання. У нашому випадку, при обробці вороху льону олійного, цих механічних операцій недостатньо, тому пропонується додати два додаткових технологічних переходи з м'яття та провести більш жорстку диференціацію цього процесу.

У зв'язку з цим, для вирішення проблеми підвищення ефективності процесу м'яття льону олійного нами були запропоновано наступні технологічні параметри механічної обробки олійного лляного вороху (табл. 2), які мають найбільший вплив на основні технологічні показники якості лляного волокна.

Таблиця 2. Технологічні параметри механічної обробки олійного лляного вороху

Пари вальців		М'яття						Тіпання	
		1-й перехід		2-й перехід		3-й перехід			
М-110-Л	КПАЛ	висота заходження, мм	тиск вальців, Н	висота заходження, мм	тиск вальців, Н	висота заходження, мм	тиск вальців, Н	висота заходження, мм	тиск вальців, Н
1-2	1	-	2000	-	3000	-	4000	9,5	4465
3-4	2-4	12	1985	12	1985	12	1985	11,0	1936
5-6	5-7	12	1780	12	1780	12	1780	9,5	1672
7-8	8-10	10	1625	10	1625	10	1625	8,5	1496
9-10	11-14	8	1395	8	1395	8	1395	6,5	1144
11-12	15-18	4	1015	4	1015	4	1015	4,5	792
13	19	-	1000	-	1000	-	1000	1,0	176

Основними критеріями з оцінки якості одержаного волокна були обрані його відсоток виходу та вміст костриці, їх залежність від вологості надано на рис. 7.

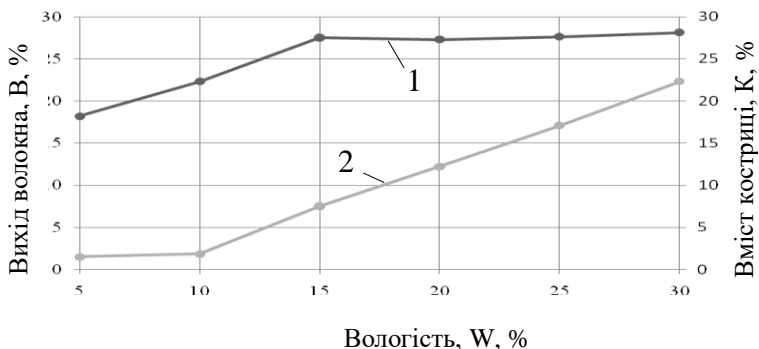


Рис. 7. Залежність зміни вмісту костриці та виходу волокна від вологості сировини: 1 - вихід волокна; 2 - вміст костриці

Одержані результати експериментальних досліджень підтверджують наші теоретичні припущення щодо впливу вологості сировини на якісні характеристики волокна, так як аналіз графічної залежності свідчить про те, що з підвищенням вологості від 5 до 30 % вихід волокна варіює з 18,2 до 28,1 %, а вміст костриці з 1,5 % при максимальній вологості доходить до 22,3 %.

Характеристика цих коливань дає підставу стверджувати, що при запропонованих параметрах режиму роботи м'яльної машини, а саме висоті заходження рифлів та тиску вальців, оптимальний показник вологості вороху олійного льону складе  $W \geq 15$  %.

#### Література

1. Ипатов А.М. Теоретические основы механической обработки стеблей лубяных культур / Учебн. пособие для вузов. – М.: Легпромбыгиздат, 1989. – 144 с.
2. Марков В.В. первичная обработка льна и других лубяных культур / Учебник для сред. спец. учеб. заведений. – М.: Легкая и пищевая пром – сть, 1981. – 367 с.
3. Справочник по заводской первичной обработке льна / Под общей редакцией Храпцова В.Н. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984. – 512 с.
4. Смирнов Б.И., Кузнецов Г.К. Проектирование машин первичной обработки лубяных волокон / Учебн. пособие для вузов. – М.: Машиностроение, 1967. – 262 с.

Рецензент д.т.н., проф. М.І. Валько

М.М. Ковалев, к.т.н, А.В. Галкин, к.т.н.

Всероссийский научно-исследовательский и проектно-технологический институт механизации льноводства  
Россельхозакадемии

## ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ГРЕБНЕВЫХ ОЧЕСЫВАЮЩЕ-ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ АППАРАТОВ

*В статье приведены результаты определения энергетических показателей гребневых очесывающе-транспортирующих аппаратов льнокомбайнов при различном количестве гребней, с закрепленными на них щитками и лопастями.*

**Постановка проблемы.** Для выбора приводной энергетической установки и расчета деталей и узлов, проектируемых гребневых очесывающе-транспортирующих барабанов на прочность и износ, необходимо располагать данными о мощности потребной на их привод.

Для проектирования таких аппаратов с 4-мя гребнями мощность, потребная на их привод, определялась в работах [1-4]. Вместе с тем, в последние годы разработаны гребневые очесывающе-транспортирующие аппараты с разным количеством гребней, щитков и лопастей, закрепленных на них [5]. Однако данных о мощности, потребной на привод этих аппаратов не имеется. Определению таких показателей посвящается настоящая статья.

**Анализ последних исследований и публикаций.** Расчету мощности, потребной на привод гребневых очесывающе-транспортирующих аппаратов, посвящена работа [6]. Статья носит теоретический характер. Экспериментального определения энергетических показателей гребневых очесывающе-транспортирующих аппаратов в литературе не обнаружено.

**Цель исследования** – установление фактической мощности, потребной на привод трехгребневого, с основными и дополнительными лопастями и щитками, трех- и четырехгребневого, с основными лопастями и щитками очесывающе-транспортирующих барабанов, на льнокомбайне.

**Результаты исследования.** Мощность  $N_{II}$ , потребная на привод гребневых очесывающе - транспортирующих барабанов, на холостом и рабочем ходах была определена их тензометрированием в полевых условиях в ОПХ Калининской МИС, с использованием



информационно-измерительной системы ИП 238МН, соединенной с ней обгонной тензометрической муфтой, установленной на валу опытного барабана.

В результате эксперимента получены значения мощности  $N_x$ , на привод исследуемых очесывающе-транспортирующих барабанов на холостом ходу в зависимости от их частоты вращения  $n_b$ , показанные графически на рис. 1. Регрессионные модели, адекватные экспериментальным данным, представлены линейными зависимостями [7, 8].

Графики (рис. 1) показывают, что с увеличением частоты вращения очесывающе-транспортирующих барабанов мощность, потребная на их привод, возрастает. Это объясняется ростом сопротивления воздуха и некоторыми потерями на трение в их механизмах.

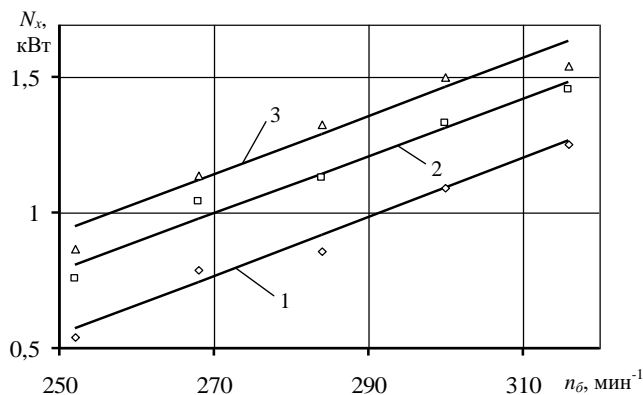


Рис. 1. Зависимость мощности  $N_x$ , потребной на привод гребневых очесывающе-транспортирующих барабанов, от частоты вращения  $n_b$  (холостой ход). Барабаны: 1 и 2 – соответственно, трех- и четырехгребневой, с основными лопастями и щитками; 3 – трехгребневой, с основными и дополнительными лопастями и щитками

На холостом ходу наиболее энергоемким является трехгребневой очесывающе-транспортирующий барабан с основными и дополнительными лопастями и щитками (0,87...1,5 кВт). Наименее энергоемким – трехгребневой очесывающе-транспортирующий барабан с основными лопастями и щитками (0,54...1,25 кВт).

Двухфакторным дисперсионным анализом установлено влияние конструкции барабана и его частоты вращения  $n_b$  на

потребляемую мощность  $N_x$ . Из него следует, что на мощность  $N_x$  указанные факторы, а также их взаимодействие, оказывают примерно равное влияние (доли влияния соответственно равны 0,333; 0,307 и 0,333).

Реализацией двухфакторного эксперимента получены значения мощности  $N_{II}$ , потребной на привод гребневых очесывающе-транспортирующих барабанов, при выполнении ими технологического процесса очеса семенных коробочек с растений льна.

Регрессионным анализом опытных данных [7, 8] получены регрессионные модели мощности  $N_{II}$ , потребной на привод гребневых очесывающе-транспортирующих барабанов, в кодированных факторах, действительные для условий эксперимента (частоте вращения барабанов  $n_6 = 252...316 \text{ мин}^{-1}$ ; скорости агрегата  $v_m = 1,5...3,4 \text{ м/с}$ ; густоте стеблестоя  $1084 \text{ шт/м}^2$ ):

трехгребневого с основными лопастями и щитками

$$N_{II} = 2,04 + 0,163X_1 + 0,217X_2 + 0,067X_1X_2;$$

четырегребневого с основными лопастями и щитками

$$N_{II} = 3,08 + 0,225X_1 + 0,691X_2 + 0,129X_1X_2;$$

трехгребневого с основными и дополнительными лопастями и щитками

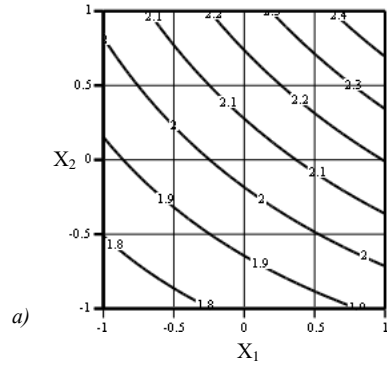
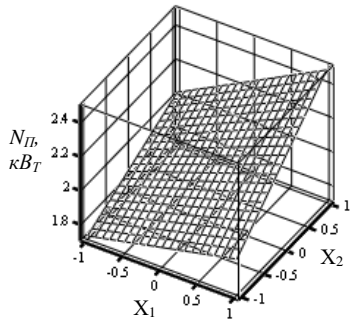
$$N_{II} = 2,72 + 0,227X_1 + 0,673X_2 + 0,119X_1X_2$$

где  $X_1$  и  $X_2$  – кодированные значения факторов  $v_m$  и  $n_6$ .

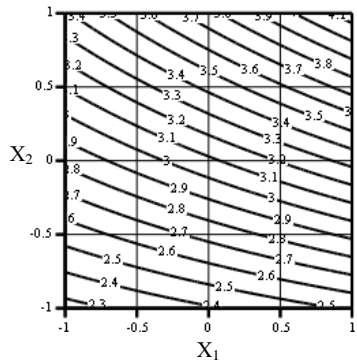
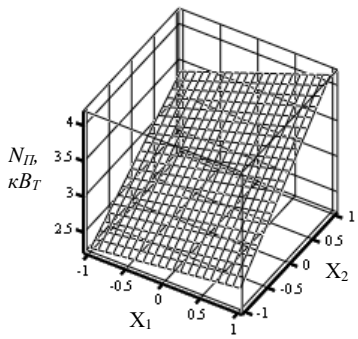
Проверка полученных моделей по критерию Фишера [8] показала, что они адекватны экспериментальным данным.

Коэффициенты регрессионных моделей показывают, что с увеличением факторов  $X_1$  и  $X_2$  возрастает и мощность  $N_{II}$ . Наибольшее влияние на величину мощности  $N_{II}$  оказывает фактор  $X_2$  (коэффициенты в уравнениях регрессии, соответственно равны: 0,217; 0,691 и 0,673), а затем фактор  $X_1$  (коэффициенты 0,163; 0,255 и 0,227). Взаимодействие факторов  $X_1$  и  $X_2$  оказывает меньшее влияние.

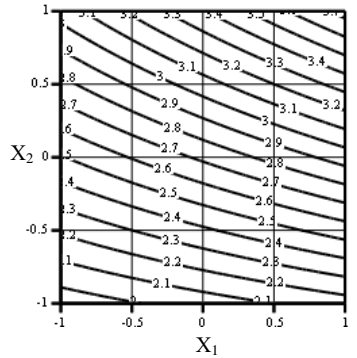
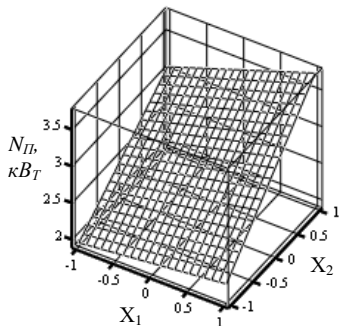
По полученным моделям построены поверхности отклика, и их двумерные сечения, показанные на рис. 2. Из него видно, что с увеличением факторов  $X_1$  и  $X_2$  возрастает и мощность  $N_{II}$ . Рост мощности  $N_{II}$  с увеличением скорости агрегата (фактор  $X_1$ ) объясняется увеличением секундной подачи массы растений льна в очесывающе-транспортирующий барабан. Возрастание мощности  $N_{II}$  с ростом частоты вращения  $n_6$  барабана является следствием увеличения количества воздействий гребней на ленту льна и других сопротивлений вращению барабана.



a)



б)



в)

Рис. 2. Зависимость мощности  $N_{п}$ , потребляемой на привод гребневых очесывающе-транспортующих барабанов, от скорости агрегата  $X_1$  и частоты вращения  $X_2$  барабана. Барабаны: а и б - трех- и четырехгребневые, с основными лопастями и щитками; в - трехгребневой, с основными и дополнительными лопастями и щитками.

В целом эксперимент показал, что при очесе семенных коробочек трехгребневой очесывающе-транспортирующий барабан с основными лопастями и щитками является наименее энергоемким (1,7...2,5 кВт). Аналогичный по конструкции четырехгребневой барабан потребляет наибольшую мощность (2,26...4,16 кВт). Это может быть объяснено тем, что в отличие от трехгребневых барабанов в нем на данном стеблестое при очесе семенных коробочек на ленту одновременно воздействуют два гребня. Трехгребневой очесывающе-транспортирующий барабан с основными и дополнительными лопастями и щитками занимает промежуточное между ними положение (1,94...3,74 кВт). Но учитывая его другие преимущества по показателям выполнения технологического процесса он рекомендуется к применению на льнокомбайнах и подборщиках очесывателях лент льна.

**Выводы.** Получены регрессионные модели изменения мощности, потребной на привод разных по конструкции очесывающе-транспортирующих барабанов от скорости агрегата и частоты вращения барабанов. Наибольшее влияние на потребляемую мощность оказывает частота вращения барабана, а затем скорость агрегата.

Мощность, потребляемая трехгребневым очесывающе-барабаном, с основными и дополнительными лопастями и щитками в 1,16...1,13 раза меньше, чем у четырехгребневого барабана с основными лопастями и щитками.

Мощность на привод трехгребневого барабана с основными и дополнительными лопастями и щитками при уборке прямостоящего льна с урожайностью льносоломы (при нормированной влажности 19%) 2,69 т/га, скорости агрегата 1,5...3,4 м/с, частоте вращения барабана 252...316 мин<sup>-1</sup> составляет 1,94...3,74 кВт.

#### Литература

1. Баранов И.В., Волков Л.П. Анализ составляющих энергобаланса льнокомбайнового агрегата // Экономика, механизация льноводства, первичная обработка льна. Тр. ВНИИ льна. – Вып. XII. – Торжок, 1974. – С. 76-84.
2. Хайлис Г.А., Талах Л.О. Расчет мощности при работе очесывающего барабана льнокомбайна // Сільськогосподарські машини: Сб. наук. ст., вип. 3. – Луцьк: ВВГУ, 1997. – С. 207-212.
3. Талах Л.О. Дослідження роботи та обґрунтування параметрів обчисувальних апаратів льноозбиральних машин: дис...канд. техн. наук: Луцьк, 1998. – 144 с.
4. Хайлис Г.А., Ковалев М.М. Очесывающий барабан

льнокомбайна: расчет расхода энергии на привод // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1999. – №9. – С. 22-24.

5. Галкин А.В. Повышение эффективности льноуборочного комбайна путем совершенствования гребневого очесывающе-транспортирующего аппарата: дис...канд. техн. наук: Санкт-Петербург, 2007. – 177 с.

6. Ковалев М.М., Фадеев Д.Г. Расчет расхода энергии на привод очесывающе-транспортирующего барабана льноуборочной машины // Агроинженерия. Вестник ФГОУ ВПО МГАУ. – Вып. 2(27). – М.: ФГОУ МГАУ, 2008. – С. 80-82.

7. Хайлис Г.А., Ковалев М.М. Исследование сельскохозяйственной техники и обработка опытных данных. – М.: Колос, 1994.-170 с.

8. Кулаичев А.П. Методы и средства комплексного анализа данных. 4-е изд., перераб. и доп.-М.: Форум: Инфра-М, 2006.-512 с.

*Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайлис*

УДК 631.3:633.52

М.М. Ковалев, к.т.н.

Всероссийский научно-исследовательский и проектно-технологический институт механизации льноводства Россельхозакадемии

## **ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ И РЕЖИМОВ РАБОТЫ ПОДБИРАЮЩЕГО АППАРАТА БЕЗУДАРНОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ЛЕНТУ ЛЬНА**

*В статье дано описание способа подбора ленты льна и подбирающего аппарата для его осуществления, в котором отсутствует ударное воздействие зубьев на материал. Получены аналитические зависимости для определения параметров пальца и кинематического режима работы аппарата.*

**Постановка проблемы.** Конструкции подбирающих аппаратов, выполняющих операции подъема ленты стеблей с поверхности расстила и ее транспортирования, подразделяются на грабельные, транспортерные и барабанные [1]. Однако основное применение получили барабанные с убирающимися пальцами, оборудованные кулисным или кулачковым механизмом [1-3].

Основным недостатком этих подбирающих аппаратов является то, что подбор ленты льна производится пальцами барабана со скоростью, существенно большей скорости агрегата (ударное воздействие), что приводит к растаскиванию (утонению) слоя подбираемых стеблей и к дополнительному их повреждению. При подборе лент неочесанного льна имеют место повышенные потери семян и забрасывание камней с поверхности поля на верхнюю поверхность подбираемой ленты, которые попадая в транспортирующие и обмолачивающие органы приводят к забивкам и поломкам этих механизмов. Для устранения указанных недостатков требуется разработать новый способ подбора лент льна и подбирающий аппарат для его осуществления.

**Анализ последних исследований и публикаций** свидетельствует о том, что все они посвящены анализу работы, обособлению параметров и режимов работы подбирающих аппаратов ударного воздействия на материал [1, 2, 3].

**Цель исследования** – разработка способа подбора лент льна и подбирающего аппарата для его осуществления, обеспечивающего безударное воздействие на материал, обосновать основные параметры и режимы его работы.

**Результаты исследования.** В предложенном во ВНИПТИМЛе способе подбора лент льна и устройстве для его осуществления [4] с целью устранения ударного воздействия подбирающих пальцев на ленту льна, снижения потерь семян и уменьшения повреждения стеблей во время подбора при отдельной уборке, производят утолщение ленты путем установки скорости ее отрыва меньше скорости перемещения подбирающего аппарата. Схема такого подбирающего аппарата (ПА) показана на рис.1. Он содержит раму 1, на которой смонтирован барабан 2 с пальцами 3, расположенными в плоскостях, перпендикулярных оси 4 вращения барабана 2. Выпуклость кривой пальцев 3 направлена в сторону, противоположную направлению движения ПА.

Транспортирующе-прижимное устройство выполнено в виде расположенных друг над другом прижимных бесконечных ремней 5 и 6. Верхний 5 ремень огибает ведущий 7 и ведомый 8 шкивы и отклоняющий ролик 9, нижний 6 ремень, расположенный за траекторией, описываемой концами пальцев 3, огибает ведущий 10 и ведомый 11 шкивы и отклоняющий ролик 12.

Рама 1 установлена на опорно-копирующие колеса 13, которые цепной передачей 14 связаны с осью барабана 2 (для его привода).

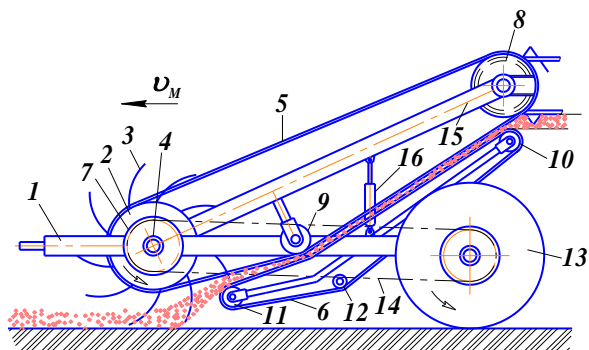


Рис.1. Схема подбирающего аппарата с круговым движением криволинейных пальцев

В транспортное положение (и наоборот, в рабочем) устройство переводится поворотом рамы 15 гидроцилиндром 16.

Профиль рабочей поверхности пальцев 3 выполнен по эвольвенте круга, эволютой которой является окружность с начальным радиусом-вектором  $r_0 = OO_1$  (рис.2), совпадающим с осью 4 вращения барабана 2.

При таком профиле не происходит затаскивания стеблей пальцами 3 под направляющие, например ремни 5, так как проекция скорости пальцев 3 (в плоскости ремней) на скорость ремней 5 равна скорости последних. Проведем анализ работы такого устройства.

В процессе работы пальцы 3 совершают сложное движение: вращательное со скоростью  $\omega$  вокруг оси 4 барабана 2 и поступательное со скоростью  $v_M$  ПА. Последняя обеспечивает захват стеблей, а первая – отрыв их от земли и транспортирование.

Эвольвента окружности с начальной точкой  $O_1$  (рис.2) есть кривая, ограниченная с одной стороны [5]. Соединим точки  $O$  и  $B$  прямой линией и обозначим радиус-вектор  $OB = \rho$  ( $B$  – точка пересечения пальца 3 с ремнем 5). Тогда из треугольника  $OAB$  находим  $tg\alpha = AB/AO = AB/r_0$ , где  $\alpha$  – угол между радиусом-вектором  $\rho$  и прямой  $OA$  (угол давления).

Так как участок пальца, полученный при построении эвольвенты, равен длине дуги  $O_1B$ , то  $tg\alpha = r_0(\alpha + \theta)/r_0$ , откуда

$$\theta = tg\alpha - \alpha \quad (1)$$

где  $\theta$  – угол между линией  $OO_1$  и радиусом-вектором  $\rho$  (угол развернутости эвольвенты, равный инволюте угла  $\alpha$  ( $inv\alpha$ )).

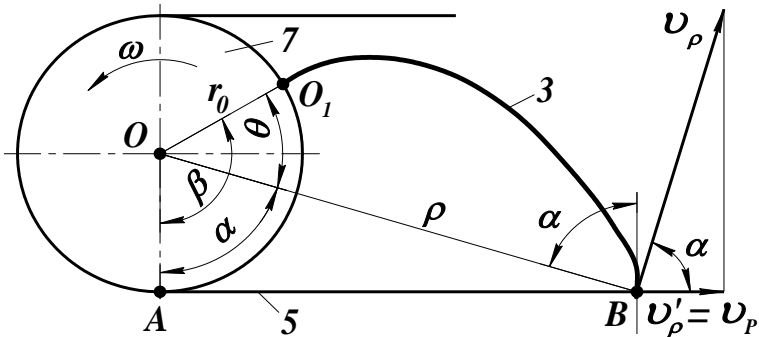


Рис.2. Схема к обоснованию эвольвентного профиля пальца подбирающего аппарата

Радиус-вектор

$$\rho = r_0 / \cos \alpha \quad (2)$$

$\operatorname{tg} \alpha = AB / r_0 = r_0 \beta / r_0 = \beta$ , где  $\beta$  – угол между линиями  $OA$  и  $OO_1$ ;

тогда

$$\alpha = \operatorname{arctg} \beta$$

Подставив значение  $\operatorname{tg} \alpha$  в (1), а значение  $\alpha$  в (1) и (2), получим уравнения эвольвенты пальца:  $\rho = r_0 / \cos \operatorname{arctg} \beta$ ;  $\theta = \beta - \operatorname{arctg} \beta$ . Так как  $\beta = \omega t$  ( $t$  – время), то уравнения эвольвенты пальца примут вид:

$$\left. \begin{aligned} \rho &= r_0 / \cos \operatorname{arctg} \omega t; \\ \theta &= \omega t - \operatorname{arctg} \omega t \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где  $\theta$  – угол поворота пальца.

Если угловая скорость  $\omega$  барабана 2 меньше угловой скорости  $\omega_1$  шкива 7, т.е.  $\omega < \omega_1$ , то профиль пальца 3 представляет собой растянутую эвольвенту. В этом случае при подборе стеблей лента утолщается. При  $\omega = \omega_1$  профиль пальца есть нормальная эвольвента. Если же  $\omega > \omega_1$  профиль пальца будет в форме сжатой эвольвенты. Лента стеблей при подборе будет тоньше.

Проекция  $v'_\rho$  окружной скорости  $v_\rho$  пальца в точке  $B$  на направление движения ремня 5, будет:

$$v'_\rho = \omega \frac{r_0 \cos \operatorname{arctg} \omega t}{\cos \operatorname{arctg} \omega t} = \omega r_0 = v_p, \quad (4)$$



т.е. проекция скорости любой точки пальца 3, профиль которого выполнен по эвольвенте окружности заданного радиуса  $r_0$ , равна в плоскости транспортирования стеблей ремнями скорости  $v_p$  этих ремней.

Показатель кинематического режима работы ПА равен:

$$\lambda = \frac{v_n}{v_m} \cdot \frac{v_p}{v_n} = \frac{v_p}{v_m} < 1, \quad (5)$$

где  $v_n$  – окружная скорость пальца;  $v_m$  - скорость ПА.

Из анализа этого показателя следует, что лента льна в процессе подбора и подачи в транспортеры утолщается, так как скорость концов пальцев меньше скорости ПА, а скорость ремней меньше скорости концов пальцев. Такое явление нежелательно. При разработке ПА необходимо стремиться к увеличению отношения  $v_p/v_n$ . Отношение  $v_n/v_m$  установлено опытным путем и составляет для впусшителей лент льна 0,71...0,83 [6].

Для исключения дополнительного утолщения ленты длина  $l_n$  пальца должна быть равна или больше расстояния  $x$ , пройденного концом пальца в его движении над поверхностью поля. Будем считать, что длине такого участка соответствует положение конца пальца над поверхностью поля, равное толщине  $h_n$  подбираемого слоя стеблей.

На рис.3 вход пальца в слой обозначен точкой  $A$ , а его выход из него – точкой  $A_1$ . При работе палец совершает сложное движение, абсолютная скорость которого в проекции на горизонтальную плоскость  $v_x = v_m - v_p \sin \omega t$ , а расстояние между точками  $A$  и  $A_1$  будет:

$$x = \left( v_m t + \frac{v_p \cos \omega t}{\omega} \right) \Big|_{l_1}^{l_2}. \quad (6)$$

Из (6) следует, что в процессе подбора стеблей происходит утолщение слоя, а следовательно, некоторое укорочение ленты. Разделив в (6) второе слагаемое на первое, получим коэффициент  $\kappa_y$  укорочения ленты:

$$\kappa_y = (v_p \cos \omega t) / (v_m \omega t). \quad (7)$$

На рис.4 показаны графические зависимости коэффициента  $\kappa_y$  от времени  $t$  поворота барабана ПА при разных показателях кинематического режима  $\lambda$ , построенные по формуле (7). Из рис.4 следует, что с ростом  $\lambda$  коэффициент  $\kappa_y$  увеличивается.

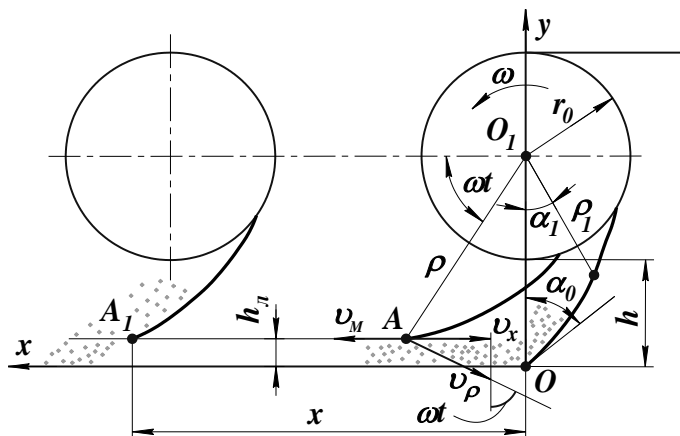


Рис.3. Схема к расчету длины  $l_n$  рабочей поверхности пальца подбирающего аппарата

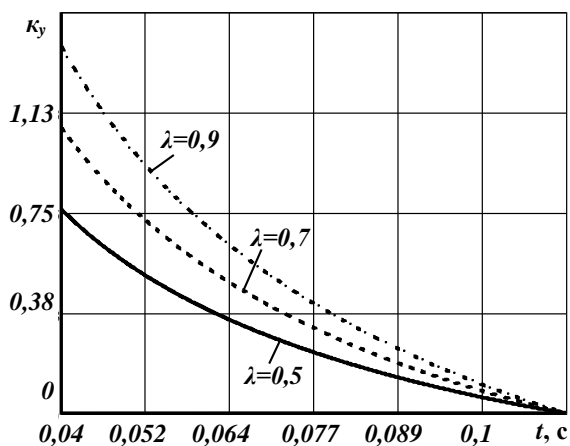


Рис. 4. Зависимость коэффициента  $\kappa_y$  укорочения ленты от времени поворота барабана

С учетом этого длина  $l_n$  рабочей поверхности пальца должна быть:

$$l_n > x = \kappa_y v_M t. \quad (8)$$

Известно [7], что дифференциал дуги равен:

$$ds = \sqrt{[f(\alpha)]^2 + [f'(\alpha)]^2} d\alpha. \quad (9)$$

Для выполнения условия  $l_{II} > x$ , с учетом формулы (2), подставим первое уравнение системы (3) и его производную  $f'(\alpha) = r_o \sin \alpha / \cos^2 \alpha$  в формулу дифференциала дуги (9); тогда получим неравенство:

$$\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \sqrt{\frac{r_o^2}{\cos^2 \alpha} + \frac{r_o^2 \sin \alpha}{\cos^2 \alpha}} d\alpha > \kappa_y \nu_M t \Big|_{t_1}^{t_2}, \quad (10)$$

где  $\alpha = \arctg \omega t$ .

Преобразуем левую часть неравенства (10) следующим образом:

$$l_n = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \sqrt{\frac{r_o^2}{\cos^2 \alpha} + \frac{r_o^2 \sin \alpha}{\cos^2 \alpha}} d\alpha = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{r_o}{\cos \alpha} \sqrt{1 + \tg^2 \alpha} d\alpha. \text{ Для}$$

$$\alpha \neq \frac{\pi}{2} \quad 1 + \tg^2 \alpha = \frac{1}{\cos^2 \alpha}$$

Тогда [8, 9]

$$l_n = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{r_o}{\cos^2 \alpha} d\alpha = r_o (tg \alpha_2 - tg \alpha_1). \quad (11)$$

Подставив в правую часть неравенства (10) значение  $\kappa_y$  из (7), с учетом (11), получим

$$r_o tg \alpha \Big|_{\alpha_1}^{\alpha_2} > \frac{\nu_\rho}{\omega} \cos \omega t \Big|_{t_1}^{t_2}. \quad (12)$$

Для изготовления пальца подбирающего барабана необходимо определить его параметры: начальный и конечный углы  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  между радиус-вектором  $\rho$  и прямой  $OA$  и его длину  $l_n$ .

Радиус  $r_o$  подбирающего барабана, на котором установлены пальцы, может как совпадать с начальным радиусом окружности, по эвольвенте которой выполнены пальцы, так и быть больше его. Во втором случае для выполнения пальца берется определенный участок эвольвенты.

Начальный угол  $\alpha_1$  определяется с учетом (2) из первой формулы системы (3), заменив в ней  $\rho$  на радиус  $r_o$  подбирающего барабана; тогда угол  $\alpha_1 = \arccos r_o / r_o$ .

Угол  $\alpha_2$  находится из выражения (12)

$$\alpha_2 = \arctg \frac{r_o \operatorname{tg} \alpha_1 + l_n}{r_o}. \quad (13)$$

По формуле (13) построены зависимости угла  $\alpha_2$  от длины  $l_n$  пальца при  $r_o = 0,1$  м и различных значениях отношения  $r_o/r_6$ , представленные на рис.5.

По (8) с учетом  $\kappa_y$  по формуле (7), вычисляем длину  $l_n$  пальца. На графике (рис.5) по оси абсцисс берется значение длины  $l_n$  пальца большее, чем полученное по формуле (8) и определяется значение конечного угла  $\alpha_2$  эвольвенты.

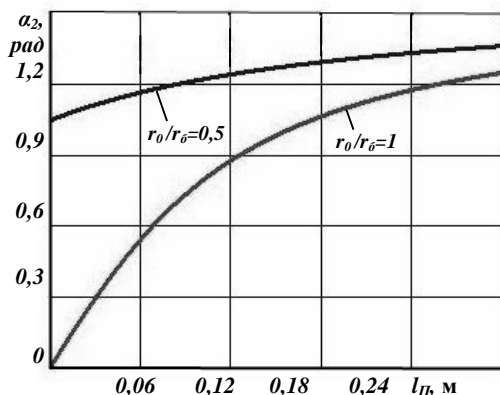


Рис.5. Зависимость конечного угла  $\alpha_2$  эвольвенты от длины  $l_n$  пальца

Зная значения радиусов  $r_o$  и  $r_6$ , а также длину  $l_n$  пальца и величины углов  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ , рассчитывается и строится форма профиля пальца [5]. На рис.6 показаны эвольвентные профили пальца ПА, построенные при  $r_o = 0,1$  м,  $l_n = 0,35$  м,  $r_6 = 0,1$  м и 0,2 м.

**Выводы.** Предложен новый способ подбора лубяных культур, например лент льна, в котором для устранения ударного воздействия подбирающих пальцев на материал, снижения потерь семян и уменьшения повреждения стеблей во время подбора при отдельной уборке культуры производят утолщение ленты путем уменьшения скорости ее отрыва в сравнении со скоростью перемещения ПА.

Для осуществления предложенного способа разработан новый подбирающий аппарат лубяных культур, включающий барабан с пальцами и транспортирующе-прижимное устройство, выполненное в

виде расположенных друг над другом бесконечных ремней, верхний из которых огибает подбирающий барабан, причем профиль рабочей поверхности каждого пальца выполнен по эвольвенте круга, эволютой которой является окружность рабочей поверхности барабана с центром, расположенным на его оси, при этом выпуклость эвольвенты каждого пальца направлена в сторону, противоположную направлению движения ПА.

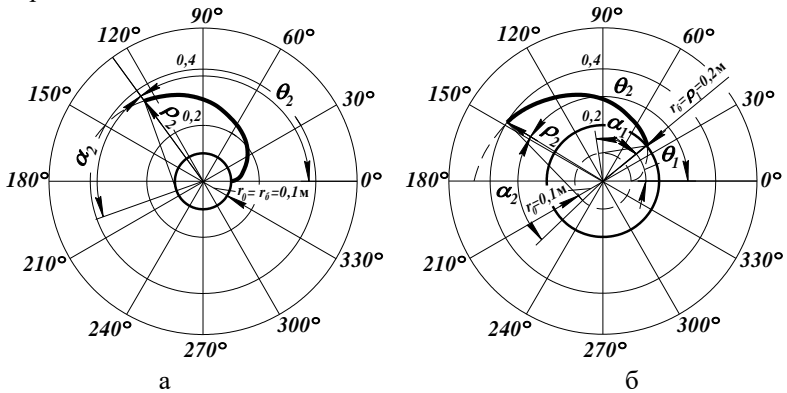


Рис.6. Профили пальца подбирающего аппарата, выполненные по эвольвенте круга при  $r_0 / r_\delta = 1$  - (а) и  $0,5$  - (б)

Проведено обоснование основных параметров и режимов работы разработанного ПА. Эвольвента пальца описывается уравнениями (3), коэффициент укорочения ленты рассчитывается по формуле (7), длина пальца по (8) с учетом (7); по полученным зависимостям построены расчетные эвольвентные профили пальца подбирающего аппарата; показатель кинематического режима его работы определяется по (5), а отношение  $v_{\Pi} / v_M$  может быть принято равным  $0,71 \dots 0,83$ .

#### Литература

1. Ковалев М.М., Перов Г.А. Анализ конструкции подбирающего аппарата для лубяных культур//Тракторы и сельскохозяйственные машины.-1992, №7. – С. 28-30.
2. Ковалев М.М. Параметры и режимы подбирающего аппарата для лубяных культур//Тракторы и сельскохозяйственные машины.-2007, №3. – С.34-35.
3. Хайліс Г.А., Цикалюк Ю.О. До теорії взаємодії пальця підбирача з стеблом//Сільськогосподарські машини: Зб.наук.ст. Випуск 4.-Луцьк: Ред.-вид.відділ ЛДТУ, 1998.- С.156-161.

4. А.с.1672971 СССР, МКИ<sup>5</sup> А01Д45/06. Способ подбора лент льна и устройство для его осуществления/М.М. Ковалев, А.И. Броцман, Г.А. Перов, Ю.Н. Бельдейко, Т.В. Васильева (СССР).- №4731308/30-15; заявл. 22.08.89; опубл. 30.08.91, Бюл. №32.

5. Лачуга Ю.Ф., Воскресенский А.Н., Чернов М.Ю. Теория механизмов и машин: учебное пособие для ВУЗов.-М.:Колос, 2005. – 350с.

6. Павлов С.Б. Обоснование технологического процесса и параметров рабочих органов для ворошения лент льна: автореф. дис....канд.техн.наук.-Рязань, 1993.- 19с.

7. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся ВТУЗов.-13-е изд., исправл.- М.: Наука, Гл.ред.физ.-мат.лит., 1986. – 544с.

8. Прудников А.П., Брычков А.П., Маричев Ю.А. Интегралы и ряды. Элементарные функции.-М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1981. – 800с.

9. Дьяконов В.П. Mathcad 11/12/13 в математике. Справочник.- М.: Горячая линия-Телеком, 2007. – 958с.

*Рецензент д.т.н., проф. Г.А.Хайлис*

УДК 631.358.02:633.52

М.М. Ковалев, к.т.н.

Всероссийский научно-исследовательский и проектно-технологический институт механизации льноводства Россельхозакадемии

## **РАСЧЕТ ПРОЦЕССА ТЕРЕБЛЕНИЯ РАСТЕНИЙ В ЛЬНОТЕРЕБИЛЬНОМ АППАРАТЕ С ПРОДОЛЬНЫМИ КРИВОЛИНЕЙНЫМИ РУЧЬЯМИ**

*Статья посвящена исследованию процесса теребления растений в льнотеребильном аппарате с продольными криволинейными ручьями. Приводятся уточненные аналитические зависимости для расчета параметров такого ручья.*

**Постановка проблемы.** Основная часть современных льноуборочных машин оснащена теребильными аппаратами с продольными криволинейными ручьями. Конструктивно такие ручьи

выполнены в виде нескольких пар прижатых друг к другу смежными ветвями бесконечных ремней.

Вопросы теории и расчета процесса тербления растений льна аппаратами с продольными криволинейными ручьями разработаны достаточно полно [1-3]. Вместе с тем при расчете длины тербящего участка в ручье последний принимается как прямолинейный, а его кривизна учитывается поправочным коэффициентом.

В аппарате с криволинейной формой ручья из-за криволинейности при расчете необходимой длины зоны тербления требуется знание зависимости длины участка тербления растений от состояния стеблестоя, угла наклона тербильной секции и других факторов.

#### **Анализ последних исследований и публикаций.**

Исследованию процесса тербления растений в льнотербильном аппарате с продольными криволинейными ручьями посвящена работа [4]. В ней проведен приближенный расчет длины зоны тербления растений с учетом кривизны участков ручья.

**Цель исследования.** Проведение уточненного расчета длины тербящего участка в льнотербильном аппарате с продольными криволинейными ручьями.

**Результаты исследования.** На рис.1,*а* показана схема тербильной секции с продольным криволинейным ручьем.

Она содержит два ремня: 1 (правый) и 2 (левый) по ходу движения машины, ведущие шкивы 3, 4, тербильный шкив 5 и опорные ролики 6 (в левой полусекции), натяжной 7 и нажимной 8 ролики (в правой полусекции). Тербление стеблей осуществляется на участках  $KL$  и  $RT$  ручья. На участках  $R_1T_1$  и  $R_2T_2$  вытербленные стебли лишь транспортируются. Давление в ручье создается натяжением ремней 1 и 2.

Проведем расчет длины  $S_p$  тербящего участка (зоны тербления). При работе тербильного аппарата стеблеподводы делителей подводят стебли к тербильным ремням. В точках  $M_o$  и  $N_o$  воздействие пружков делителей на стебли прекращается и начинается подвод их ремнями в устье тербильного ручья (рис.1,*б*). Ремни, двигаясь вместе со шкивом  $A$  и роликом  $B$  и перемещаясь вместе с машиной, зажимают стебли и перемещают их вверх и вперед, совершая при этом сложное движение.

Начало зажима стеблей льна обозначим точкой  $K$  и расположим неподвижные оси  $OX$ ,  $OY$  и  $OZ$  координат с началом в точке  $O$  так, чтобы ось  $OX$  находилась в продольной плоскости, проходящей через продольную ось левого по ходу движения делителя,

и была направлена в сторону движения машины; ось  $OY$  проходила через основание крайнего стебля, подведенного делителем в устье ручья и перпендикулярно направлению движения машины, а ось  $OZ$  по вертикали вверх.

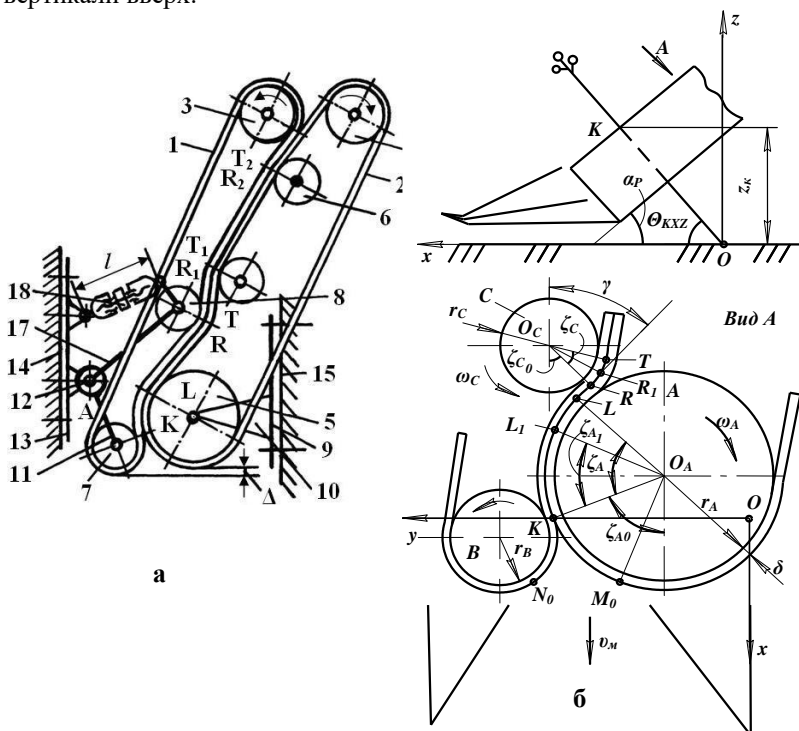


Рис.1. Схемы льнотеребильной секции с продольным криволинейным ленточно-роликовым ручьем (а) и к расчету длины теребящего участка в таком ручье (б)

Пусть по истечении некоторого времени  $t$  машина продвинулась вперед со скоростью  $v_m$  на расстояние  $v_m t$ . За этот же время точка зажима, двигающаяся равномерно с угловой скоростью  $\omega_A$ , перейдет из положения  $K$  в положение  $L_1$ , повернувшись при этом вокруг точка  $A$  на угол  $\zeta_{A_1}$ , равный  $\omega_A t$ .

Абсолютное движение точек левого и правого ремней на участке  $KL$  складывается из вращательного (вокруг осей шкива  $A$  и ролика  $B$ ) и поступательного (вместе с машиной) движений. С учетом формул, выведенных в [1], запишем уравнения движения точки зажима стеблей на данном участке:



$$\left. \begin{aligned} X_{KL} &= X_{\kappa} = v_m t - (r_A + \delta) \cos \alpha_p \left[ \cos \zeta_{A_0} - \cos (\zeta_{A_0} + \omega_A t) \right]; \\ Y_{KL} &= Y_{\kappa} + (r_A + \delta) \left[ \sin (\zeta_{A_0} + \omega_A t) - \sin \zeta_{A_0} \right]; \\ Z_{KL} &= Z_{\kappa} + (r_A + \delta) \sin \alpha_p \left[ \cos \zeta_{A_0} - \cos (\zeta_{A_0} + \omega_A t) \right], \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где  $r_A$  – радиус шкива  $A$ ;  $\delta$  – толщина ремня;  $X_{\kappa}$ ,  $Y_{\kappa}$ ,  $Z_{\kappa}$  – координаты точки  $K$ ;  $\alpha_p$  – угол наклона теревильного аппарата к горизонту;  $\zeta_{A_0}$  – угол между продольной осью шкива  $A$  и его радиусом  $O_A K$ .

Равенства (1) справедливы в пределах угла  $\zeta_{A_0}$  от  $0^\circ$  до  $KO_A L$ , т.е. в пределах времени от 0 до  $t = \zeta_A / \omega_A$ .

После прихода в точку  $L$ , точка зажима стебля будет двигаться вместе с ремнями по прямой  $LR$ . Уравнение траектории абсолютного движения точки зажима стебля на участке  $LR$  будет равно:

$$\frac{X - X_L}{X_R - X_L} = \frac{Y - Y_L}{Y_R - Y_L} = \frac{Z - Z_L}{Z_R - Z_L}, \quad (2)$$

где  $X_L$ ,  $Y_L$ ,  $Z_L$  – координаты точки  $L$ ;  $X_R$ ,  $Y_R$ ,  $Z_R$  – координаты точки  $R$ .

Координаты  $X_L$ ,  $Y_L$  и  $Z_L$  определяются путем подстановки в равенство (1) вместо  $t$  отношение  $\zeta_A / \omega_A$ , а координаты  $X_R$ ,  $Y_R$  и  $Z_R$  будут равны:

$$\left. \begin{aligned} X_R &= X_L + v_m t_{LR} - (LR) \cos \alpha_p \cos \gamma; \\ Y_R &= Y_L - (LR) \sin \gamma; \\ Z_R &= Z_L + (LR) \sin \alpha_p \cos \gamma, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где  $LR$  – длина участка  $LR$ ;  $\gamma$  – угол отклонения прямой  $LR$  от продольной вертикальной плоскости;  $t_{LR}$  – время, в течение которого точка зажима переходит из положения  $L$  в положение  $R$ ,  $t_{LR} = LR / v_p$ , где  $v_p$  – скорость ремней.

Пройдя зону  $LR$ , точка зажима стебля будет двигаться вместе с ремнями по криволинейной траектории  $RT$ . Аналогично равенствам (1) запишем уравнения абсолютного движения точки зажима стебля на участке  $RT$ :

$$\left. \begin{aligned} X_{RT} &= X_r + v_m t - (r_c + \delta) \cos \alpha_p \left[ \cos \zeta_{c_0} - \cos (\zeta_{c_0} + \omega_c t) \right]; \\ Y_{RT} &= Y_r + (r_c + \delta) \left[ \sin (\zeta_{c_0} + \omega_c t) - \sin \zeta_{c_0} \right]; \\ Z_{RT} &= Z_r + (r_c + \delta) \sin \alpha_p \left[ \cos \zeta_{c_0} - \cos (\zeta_{c_0} + \omega_c t) \right], \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где  $r_c$  – радиус шкива  $C$ ;  $\omega_c$  – угловая скорость вращения шкива  $C$ ;  $t$  – время движения, начиная от точки  $R$ ;  $\zeta_{c_0}$  – угол между линией  $O_cR$  и продольно-вертикальной плоскостью.

Угловые скорости шкива  $A$  и ролика  $C$  равны:

$$\omega_A = v_p / (r_A + k_\delta), \omega_c = v_p / (r_c + k_\delta), \quad (5)$$

где  $k_\delta$  – коэффициент, учитывающий положение нейтрального слоя при изгибе ремня,  $k_\delta = 0,5$  [1].

Уравнения траекторий получены для верхней точки зажима стебля ремнями. Эти зависимости справедливы и для траектории нижней точки зажима стебля ремнями, если под  $X_k$ ,  $Y_k$ ,  $Z_k$  понимать координаты нижней точки зажима стебля в ручье.

При тереблении стебля точка его зажима последовательно проходит путь  $KLRT$ . Надежный зажим стебля будет только на участках  $KL$  и  $RT$  ручья, тогда как в зоне  $LR$  возможно проскальзывание стебля из-за недостаточного давления в зажиме. Поэтому, при проектировании и регулировке теребильного аппарата необходимо стремиться к максимальному уменьшению длины участка  $LR$ , а расчет длины теребящего участка целесообразно проводить без учета этой зоны, а желаемая его длина должна быть не более участка  $KL$ .

В момент зажатия стебля от поверхности почвы до точки зажима он будет иметь длину, равную:

$$l_k = OK = \sqrt{X_k^2 + Y_k^2 + Z_k^2}. \quad (6)$$

Для определения координат точки  $K$  первоначального зажима стебля, необходимо знать угол  $\theta_k$  наклона его к земле и продольный угол  $\theta_{xz}^k$ , которые соответственно равны:

$$\theta_k = \arctg \frac{Z_k}{\sqrt{X_k^2 + Y_k^2}}; \theta_{xz}^k = \arctg \frac{Z_k}{X_k}.$$

При тереблении длина стебля увеличивается и в той точке ручья, где она достигнет  $l_k + a$  ( $a$  – длина корня), стебель будет вытянут из почвы. В этой точке ручья будет достигнуто равенство:

$$\sqrt{X_{KL}^2 + Y_{KL}^2 + Z_{KL}^2} = l_k + a. \quad (7)$$

Расстояние от этой точки до точки первоначального зажатия стебля по длине ручья и будет представлять собой необходимую длину теребящего участка. Равенство (7) (с учетом формул (1)) определяет

длину  $S_p$  теребящего участка, которая равна

$$S_p = v_p t_1, \quad (8)$$

где  $t_1$  – время, в течение которого стебель выдергивается из почвы.

Так определяется длина теребящего участка, если

$$t_1 \leq t_{kl} = (r_A + k\delta) \zeta_A / v_p, \quad (9)$$

где  $t_{kl}$  – время, в течение которого точка  $K$  ремня переходит в положение  $L$ .

Если при решении уравнения (7) полученное время  $t_1$  больше  $t_{kl}$  (или установлено, что уравнение вообще не решается), то это означает, что теребление стебля в точке  $L$  не закончено и будет продолжаться в зоне  $RT$ .

В этом случае для определения необходимой длины теребящего участка нужно из (1) найти  $X_L$ ,  $Y_L$  и  $Z_L$ , подставляя значение угла  $\zeta_A$  вместо  $\omega_A t$ , а затем длину  $l_L$  стебля при нахождении места зажима в точке  $L$ , которая будет равна:

$$l_L = \sqrt{X_L^2 + Y_L^2 + Z_L^2}. \quad (10)$$

Тогда разность  $(l_K + a) - l_L$  представляет собой ту часть корня, которая еще осталась в земле и ее необходимо вытеребить в зоне  $RT$ .

В точке  $R$  длина  $l_R$  стебля будет равна:

$$l_R = \sqrt{X_R^2 + Y_R^2 + Z_R^2}, \quad (11)$$

где  $X_R$ ,  $Y_R$  и  $Z_R$  определяются по равенствам (4.90), а в точке  $T$  длина  $l_T$  стебля окажется равной:

$$l_T = \sqrt{X_T^2 + Y_T^2 + Z_T^2}, \quad (12)$$

где  $X_T$ ,  $Y_T$  и  $Z_T$  определяются по формулам (4.91) при  $\omega_c t = \zeta_{cl}$  – угол, соответствующий дуге  $RT$ .

Для того, чтобы стебель был вытянут из почвы в зоне  $RT$  необходимо, чтобы имело место неравенство:

$$l_T - l_R \geq (l_K + a) - l_L. \quad (13)$$

В противном случае стебель не будет вытянут и потребуется установить еще один участок плотного прижатия ремней.

В точке ручья (зоны  $RT$ ) с координатами  $X_{RT}$ ,  $Y_{RT}$ ,  $Z_{RT}$ , в которой будет достигнуто равенство:

$$\sqrt{X_{RT}^2 + Y_{RT}^2 + Z_{RT}^2} - l_R = l_K + a - l_L, \quad (14)$$

стебель будет вытереблен, а расстояние от этой точки до точки  $R$  и

будет представлять собой недостающую часть длины теребильного участка.

Равенство (14) с учетом (6), (10) и (11), можно представить следующим образом:

$$\sqrt{X_{RT}^2 + Y_{RT}^2 + Z_{RT}^2} + \sqrt{X_L^2 + Y_L^2 + Z_L^2} - \sqrt{X_R^2 + Y_R^2 + Z_R^2} - \sqrt{X_K^2 + Y_K^2 + Z_K^2} = a. \quad (15)$$

Подставляя в (15) значения по (6), (10) и (11) и решая полученное уравнение относительно  $t$  определяется время  $t_2$ , в течение которого стебель дотеребливается на участке  $RT$ .

Тогда необходимая полная длина  $S_p$  теребящего участка окажется равной:

$$S_p = v_p (t_1 + t_2). \quad (16)$$

Так определяется необходимая длина  $S_p$  теребящего криволинейного участка в ручье теребильных аппаратов льноуборочных машин при наличии двух криволинейных участков  $KL$  и  $RT$ . Принципиально также решается задача при наличии трех и более криволинейных участков.

По уравнению (16) на компьютере с помощью программы Mathcad 13 [5] проведены расчеты  $S_p$  в зависимости от  $\mu$  ( $\mu = v_m / v_p$ ) при  $Z_K = 0,1$  м и  $\Theta_{XZ} = 25^\circ$ . Полученные данные представлены графически на рис.2.

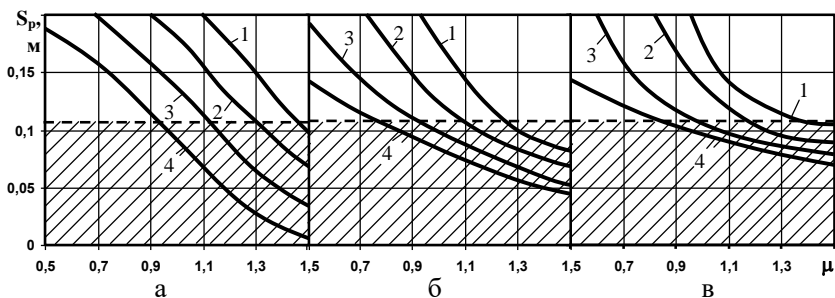


Рис.2. Зависимость необходимой длины  $S_p$  теребящего участка в криволинейном ручье от показателя кинематического режима  $\mu$  для стеблей, корни которых удалены от продольно-вертикальной плоскости ручья на 0,19 м (а); 0 м (б) и -0,19 м (в); 1-4- $\alpha_p=30,40,50$  и  $60^\circ$

Из рис.2 видно, что  $S_p$  уменьшается с увеличением  $\mu$ ,  $\theta_{кxz}$  и  $a_p$ . Заштрихованная часть графика, показывает зону, в которой теревление стеблей производится на участке  $KL$  ручья при указанных параметрах и режимах работы аппарата.

При работе на полеглом льне длина теребящего участка должна быть больше, чем на прямостоящем.

Анализ показывает также, что в наиболее благоприятных условиях оказываются крайние левые и центральные стебли. Правые крайние стебли находятся в менее благоприятных условиях в виду того, что они отводятся еще больше в сторону первоначального расположения. Поэтому, в начальный момент, теребление стеблей происходит только за счет движения аппарата.

**Выводы.** Исследован процесс теребления растений в льнотеребилном аппарате с продольными криволинейными ручьями. Проведен уточненный расчет длины теребящего участка в таком ручье и получена аналитическая зависимость (16) для расчета его длины при различном состоянии убираемого стеблестоя, угла наклона аппарата к горизонту и высоты теребления. Для уборки полеглых посевов длина теребящего участка должна быть больше, чем при работе аппарата на прямостоящем льне.

Результаты исследований могут быть использованы конструкторами при совершенствовании существующих и разработке новых льнотеребилных аппаратов с продольными криволинейными ручьями.

#### Литература

1. Хайлис Г.А. Теория и расчет льноуборочных машин: Тр//Великолукский с.-х. институт.-Елгава.-1973.-Вып.ХХVI.-333 с.

2. Хайлис Г.А. Льноуборочные машины / Г.А. Хайлис, Н.Н. Быков, В.Н. Бухарин, Г.К. Васильев, Б.П. Можаров.-М.: Машиностроение, 1985.-232 с.

3. Хайлис Г.А., Ковалев М.М., Ужегова О.А., Перов Г.А. Аналитический метод расчета конструктивных параметров льнотеребилной секции с продольным ручьем: Сб.науч.тр./ВНИИльна.-Торжок, 1994.-Вып.28-29.-С.334-358.

4. Ковалев М.М., Савинов В.П. Аппарат с криволинейной формой ручья: расчет процесса теребления//Тракторы и сельскохозяйственные машины.-1993.-№2.-С.23-24.

5. Дьяконов В.П. Mathcad 11/12/13 в математике. Справочник.-М.:Горячая линия-Телеком, 2007.-958 с.

*Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайлис*

## **ВИЗНАЧЕННЯ СИЛИ ОПОРУ ПІНОПОЛІУРЕТАНУ ПРИ НАВАНТАЖЕННІ ЙОГО СФЕРИЧНИМ ДЕФОРМАТОРОМ**

*Визначено силу опору пінополіуретану при навантаженні його сферичним деформатором, при якій ще не настають релаксаційні процеси в плодах.*

**Постановка проблеми.** При проектуванні робочих органів машин для механізованого збирання зерняткових плодів необхідно враховувати велику чутливість плодів до ударів в уловлювальні робочі поверхні і застосовувати для їх покриття такі амортизаційні матеріали, які б в найменшій мірі пошкоджували плоди. Аналіз амортизаційних властивостей, вагових показників і ціни еластичних матеріалів дозволив зробити висновок, що одним із найкращих матеріалів, що забезпечує найменше пошкодження плодів є пінополіуретан марки ППУ-ЭТ (ТУ-В-90-67) з модулем пружності  $50000 \text{ Н/м}^2$ , що зберігає еластичність в інтервалі температур від мінус 15 до плюс  $100^\circ\text{C}$ , стійкий до дії бензину, мастил і дизельного пального. Тому теоретичне і експериментальне дослідження цього матеріалу є важливим питанням.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Дослідженням механізованого збирання плодів присвячені наукові праці Г.П. Варламова, М.О. Демидка, В.П. Бабія, С.Г. Фришева, J.R. Cooke та інших. Аналіз літературних джерел свідчить про те, що ще багато питань, які стосуються дослідження матеріалів для уловлювальних робочих поверхонь плодозбиральних машин не розглянуті до цього часу дослідниками [1,2].

**Мета дослідження** – визначення критичної сили стиску пінополіуретану, при якій ще не настають релаксаційні процеси в плодах.

**Результати дослідження.** Пінополіуретан високоеластичний матеріал з комірковою структурою. Простір між комірками заповнено повітрям. При статичному навантаженні пінополіуретану відбувається витік повітря з деформованого шару. При ударних взаємодіях тіла з пінополіуретаном, коли час контакту

дуже малий, в зоні навантаження пінополіуретану відбувається адіабатичний стиск повітря, що обумовлюється двома причинами:

- повітря не встигає вийти з пір пінополіуретану;
- через малу теплопровідність пінополіуретану не відбувається теплообмін повітря в порах з навколишнім середовищем.

Для опису явищ, що досліджуються нами, можна скористатися моделлю, яка показана на рис. 1 [3]. При дії зовнішньої сили на полімер у ньому виникає відповідна реакція двох сил діючих паралельно одна одній.

$$F = F_1 + F_2, \quad (1)$$

де  $F_1$  - сила опору пінополіуретану при статичній деформації (сила опору еластомеру);  $F_2$  - пружна сила, що виникає при адіабатичному стиску повітря в момент удару.

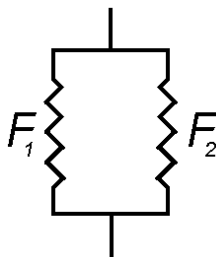


Рис. 1. Модель динамічного навантаження пінополіуретану

Робота, яка виконується при деформації пінополіуретану в момент динамічного навантаження визначається з виразу

$$A = \int_0^{x_{max}} F dx \quad \text{або} \quad A = \int_0^{x_{max}} F_1 dx + \int_0^{x_{max}} F_2 dx. \quad (2)$$

Як показали дослідження зі статичного навантаження пінополіуретану сферичним деформатором різного радіуса, взаємодію пліду з пінополіуретаном неможливо описати одномірною математичною моделлю.

З рисунку 2 видно, що різні шари пінополіуретану випробовують в однаковій мірі різні види деформації. Верхні шари при навантаженні сферою стискаються і розтягуються. Нижні шари практично тільки стискаються.

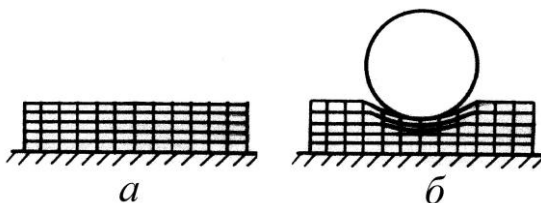


Рис. 2. Схема пластини пінополіуретану: *a* – без навантаження; *б* – з навантаженням

При динамічному навантаженні пластини пінополіуретану сферою такої спрощеної картини, як показана на рис. 2, не буде внаслідок участі у взаємодії повітря. Величина стиску "стовпчиків" повітря буде різною і залежатиме від відстані, на яку будуть віддалені ці "стовпчики" від осі, що проходить через центр сфери і точку максимального контакту сфери з пластиною пінополіуретану. Отже в сусідніх "стовпчиках" тиск повітря буде різним, і може перерозподілятися з одного "стовпчика" в інший. Крім того, комірки пінополіуретану будуть деформуватися повітрям, що стискається.

Усі названі причини приводять до істотних ускладнень при теоретичних дослідженнях процесу динамічної взаємодії плоду з пінополіуретаном. У результаті при розрахунках нами приймаються наступні допущення: стиск кожного "стовпчика" пінополіуретану описується рівняннями одномірного стиску, повітря з "стовпчиків", що знаходяться під великим тиском не переходить у суміжні "стовпчики", які знаходяться під меншим тиском, плід вважається сферою.

Зерняткові плоди, як і всі сільськогосподарські продукти і багато інших фізичних тіл, під впливом зовнішніх навантажень перетерплюють внутрішні зміни, які називаються релаксаційними процесами, тобто процеси переходу, що протікають у часі, з нерівноважного стану в рівноважний.

Розглянемо задачу входження сферичного деформатора в пластину пінополіуретану, закріплену на твердій основі.

При рішенні даної задачі ми приймаємо умови, при яких не відбувається деформації плоду, а деформується тільки шар пінополіуретану. Отже ми можемо застосувати залежність (3), отриману при статичних випробуваннях.

$$P = A \left( e^{\frac{Bx}{h-x}} - 1 \right), \quad (3)$$



де  $A$  і  $B$  – коефіцієнти;  $x$  – величина деформації;  $h$  – товщина пінополіуретану.

Фізичний зміст цього виразу полягає в наступному: коли немає деформації ( $x=0$ ) права частина виразу дорівнює 0, тиск  $P$  відсутній; коли величина деформації наближається до значення величини  $h$ , права частина виразу прямує до нескінченності. Повітря з пінополіуретану в даний момент практично видавлено і опір деформації виявляється за рахунок пружних сил полімерної фракції пінополіуретану.

Для визначення коефіцієнтів  $A$  і  $B$  були використані експериментальні криві, що встановлюють залежність  $x = f(F; R; h)$ .  $A = 8,25 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2$ ;  $B = 0,1$ .

Із рисунку 3 запишемо:

$$r = R \sin \theta, \quad (4)$$

де  $r$  – відстань від осі до точки поверхні сфери, яку ми розглядаємо;  $R$  – радіус сфери;  $\theta$  – кут відхилення від вертикалі радіуса, що приходиться у точку поверхні сфери, яку ми розглядаємо.

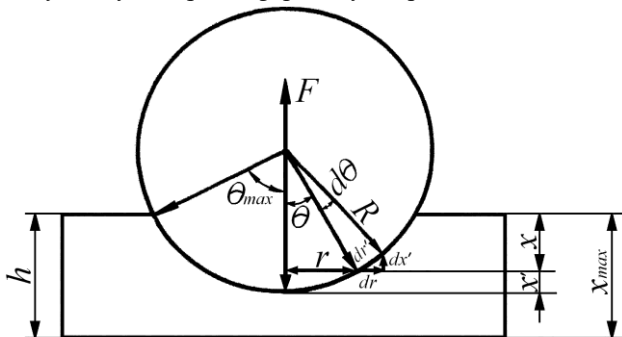


Рис. 3. Схема занурення сферичного деформатора радіуса  $R$  у пластину пінополіуретану

$$dr' = R d\theta, \quad (5)$$

$$dr = dr' \cos \theta, \quad (6)$$

$$dx' = R d\theta \sin \theta,$$

або з врахуванням виразів (1) і (4)

$$dx' = dr' \sin \theta = \frac{dr \sin \theta}{\cos \theta}, \quad (7)$$

$$x' = R - R \cos \theta = R(1 - \cos \theta),$$

звідки

$$\cos \theta = 1 - \frac{x'}{R}. \quad (8)$$

Для величини деформації  $x$  можна записати

$$x = x_{max} - x' \quad 0 \leq x' < x_{max}.$$

Отже, при зануренні сфери радіуса  $R$  на глибину  $x$  у пінополіуретан товщиною  $h$ , тиск по поверхні сфери буде розподілятися за законом:

$$P = A \left[ e^{\frac{B(x_{max}-x)}{h-(x_{max}-x)}} - 1 \right]. \quad (9)$$

Сила опору еластомера, що діє на сферу з боку пінополіуретану

$$F_l = \int_s \bar{P} ds, \quad (10)$$

де  $s$  – поверхня сфери, що контактує з пінополіуретаном.

Для  $ds$  з урахуванням виразів (6), (7) і (8) можна записати

$$ds = 2\pi r dr = 2\pi r \left( 1 - \frac{x'}{R} \right) dx'. \quad (11)$$

Підставляючи вирази (9) і (11) у формулу (10) одержуємо

$$F_l = \int_0^{x_{max}} A \left[ e^{\frac{B(x_{max}-x')}{h-(x_{max}-x')}} - 1 \right] 2\pi R \left( 1 - \frac{x'}{R} \right) dx'. \quad (12)$$

Даний інтеграл не представляється в елементарних функціях.

Його можна представити через інтегральну показову функцію або інтегральний логарифм, що дуже незручно для інженерних розрахунків.

Для спрощення розрахунків розкладемо вираз  $e^{\frac{B(x_{max}-x')}{h-(x_{max}-x')}} - 1$  в ряд по ступенях  $(x_{max} - x')$  з точністю до членів другого ступеня, одержимо:

$$e^{\frac{B(x_{max}-x')}{h-(x_{max}-x')}} - 1 = B \frac{x_{max} - x'}{h - (x_{max} - x')} + \sigma(x_{max} - x'),$$

де  $\sigma(x_{max} - x')$  - помилка розмноження.

Помилка розмноження для деформації пінополіуретану, при якому не настає пошкодження плоду складала 5%, і в наступних міркуваннях помилкою нехтуємо, тобто виконується умова:

$$\left| \left[ \frac{B(x_{max}-x')}{e^{\frac{B(x_{max}-x')}{h-(x_{max}-x')}}} - 1 \right] - \frac{B(x_{max}-x')}{h-(x_{max}-x')} \right| < 0,05 \left| \frac{B(x_{max}-x')}{e^{\frac{B(x_{max}-x')}{h-(x_{max}-x')}}} - 1 \right|,$$

тому у виразі (12) можна використовувати замість показової функції перші два члени її розкладання в ряд, тоді вираз (12) можна записати

$$F_1 = 2\pi RAB \int_0^{x_{max}} \frac{x_{max} - x'}{h - (x_{max} + x')} \cdot \left( 1 - \frac{x'}{R} \right) dx'. \quad (13)$$

Розв'язок визначеного інтеграла (12) дає нам шукану залежність деформації  $x$  від аналітичної сили  $F_1$

$$F_1 = 2\pi RAB \left\{ \left( 1 - \frac{x_{max}}{R} \right) \cdot \left[ -x_{max} - h \ln \left( 1 - \frac{x_{max}}{h} \right) \right] - \left[ -\frac{x_{max}^2}{2R} - \frac{h \cdot x_{max}}{R} - \frac{h^2}{R} \ln \left( 1 - \frac{x_{max}}{h} \right) \right] \right\}. \quad (14)$$

**Висновки.** Визначено силу стиску пінополіуретану, при якій ще не настають релаксаційні процеси в плодах.

#### Література

1. Варламов Г. П. Машины для уборки фруктов. – М.: Машиностроение, 1978. – 187 с.
2. Деркач О.П., Бабій В.П., Демидко М.О., Фришев С.Г. Деякі результати випробовувань експериментального двосекційного плодозбирального комбайна // Наук. вісн. Нац. аграр. ун-ту. – К.: НАУ, 2005. – Вип.. 80. Ч.1. – С.72-76.
3. Лурье А.И. Теория упругости. – М.: Наука, 1970. – 940 с.

*Рецензент д.т.н., проф. Ловейкін В.С.*

В.П. Ковбаса, д.т.н., В.О. Соломка, к.т.н., О.П. Деркач, к.і.н.  
Національний університет біоресурсів і природокористування  
України

## **АНАЛІЗ РУХУ ОБЧЕСАНОГО ВОРОХУ В ПОВІТРЯНОМУ ПОТОЦІ ПНЕВМОТРАНСПОРТЕРА**

*Проаналізовано процес переміщення обчесаного вороху люцерни пневмотранспортером та встановлено основні залежності для визначення конструктивних параметрів.*

**Постановка проблеми.** Актуальність теми дослідження обумовлена значними втратами насіння люцерни в процесі його збирання за традиційними технологіями. Застосування методу обчисування насінневого вороху на корені дозволяє суттєво скоротити ці втрати, але відсутність науково-обґрунтованих рекомендацій щодо вибору параметрів та режимів роботи обчисувальних пристроїв стримує розвиток цього важливого напрямку збиральних робіт.

Процес збирання насінневого вороху люцерни шляхом обчисування його з рослинної маси на корені можна умовно розділити на три основні стадії: підведення стеблостою до обчисувальних робочих органів, відокремлення насінневого вороху від стебел та відведення цього вороху з зони обчисування.

Розглянемо третю основну операцію польової частини технологічного процесу збирання насіння люцерни з застосуванням методу обчисування – збирання та завантаження обчесаного вороху в бункер-накопичувач або в транспортний засіб. Здійснюється ця операція пневмотранспортером, приймальні камери всмоктувальних каналів якого розташовані над обчисувальними роторами.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** До процесу транспортування насінневого вороху висуваються наступні основні вимоги: забезпечити якісний відбір вороху з зони обчисування; звести до мінімуму травмування насіння в процесі транспортування; забезпечити мінімальні втрати насіння при завантаженні вороху в транспортний засіб.

**Мета дослідження.** Проаналізувати процес переміщення насінневого вороху люцерни з зони обчисування в герметизований транспортний засіб та визначити раціональні параметри і режими

роботи пневмотранспортера для забезпечення мінімальних втрат обчесаного вороху.

**Результати дослідження.** До основних характеристик пневмотранспортера, що підлягають визначенню, в першу чергу відносяться швидкість та напрямок всмоктувального повітряного потоку в зоні обчисування, а також кількість повітря, яке проходить через приймальні камери і яке є необхідним для гарантованого виносу продуктів обчисування з робочої зони роторів. Важливо також визначити раціональну форму і розміри приймальних камер пневмотранспортера. Тип та розміри (номер) вентилятора підбираються по тискові  $H$ , витраті повітря  $Q$  та швидкості повітряного потоку  $V_n$ .

При розрахунках необхідно враховувати, що обчесаний насінневий ворох, а також частки стеблової маси викидаються в приймальні камери пневмотранспортера з початковою швидкістю  $V_i$ , напрямком якої залежить від моменту сходження частки з лопаті і встановлюється експериментально.

Дослідженнями встановлено, що відхилення вектора швидкості  $V_i$  від вертикальної площини рядка, як правило, не перевищує  $\frac{\pi}{2}$  і залежить, в основному, від кутової швидкості обертання роторів  $\omega$  та жорсткості лопатей. Тому вектори швидкостей обчесаних часток співпадають, або відхилені на незначний кут  $\beta_i$  від напрямку дії всмоктувального повітряного потоку, що сприяє кращій евакуації насінневого вороху із зони обчисування (рис.1).

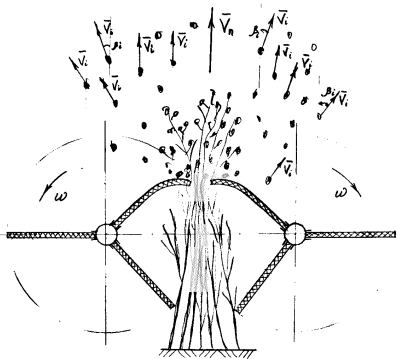


Рис. 1. Рух часток насінневого вороху після сходження з лопатей обчисувальних роторів

Достатню умову захвату часток обчесаного вороху повітряним потоком пневмотранспортера можна записати у вигляді:

$$V_n > V_e,$$

де  $V_n$  – швидкість повітряного потоку пневмотранспортера, м/с;  $V_e$  – критична швидкість (швидкість витання) часток насінневого вороху, м/с.

Швидкість витання частки  $V_e$  визначається з припущення, що вона знаходиться в рівновазі під дією сили тяжіння  $G$  і сили дії потоку  $R_n$  [1]:

$$m_i g = k \rho_n S_m V_e^2,$$

звідки

$$V_e = \sqrt{\frac{m_i g}{k \rho_n S_m}}, \quad (1)$$

де  $m_i$  – маса частки, кг;  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;  $k$  – коефіцієнт опору повітря рухові частки;  $\rho_n$  – щільність повітря,  $\rho_n = 1,2$  кг/м<sup>3</sup>;  $S_m$  – міделевий перетин частки, м<sup>2</sup>.

Отже, умову захвату частки повітряним потоком без врахування її початкової швидкості можна записати в такому вигляді:

$$V_n > \sqrt{\frac{m_i g}{k \rho_n S_m}}, \quad \text{або} \quad V_n > \sqrt{\frac{g}{k_n}}, \quad (2)$$

де  $k_n$  – коефіцієнт парусності частки,  $k_n = k \frac{\rho_n S_m}{m_i}$  [3].

Обчесаний насінневий ворох сходить з лопатей роторів з початковою швидкістю  $V_1$ , вектори кожної частки якого відхилені вперед по ходу агрегата на кут  $\alpha$ , що дорівнює куту нахилу осей обертання роторів до поверхні поля. В зв'язку з цим, всмоктувальний потік пневмотранспортера також бажано відхилити на цей же кут  $\alpha$ .

Для часток, напрямок швидкості яких співпадає з напрямом повітряного потоку, вираз (2) є достатньою умовою надійної евакуації з зони обчисування. Але в більшості випадків вектори швидкостей обчесаних часток вороху відхилені від вертикальної площини рядка на кут  $\beta_i$  (рис.1). Вертикальна складова цих векторів  $V_{1z} = V_1 \cos \beta_i$  буде сприяти входженню часток в повітряний потік, а горизонтальна  $V_{1y} = V_1 \sin \beta_i$  – перешкоджати. Тому частину енергії повітряного потоку необхідно витратити на подолання горизонтальної складової швидкості часток вороху.

Розглянемо рух довільної частки насіннєвого вороху масою  $m_i$ , яка при сходженні з лопаті ротора має швидкість  $V_i$ , напрямлену під кутом  $\beta_i$  до вертикальної площини рядка (рис.2), зробивши такі припущення: опір повітря рухові частки пропорційний квадрату її відносної швидкості; кожна частка ізольована від решти часток вороху і не стикається з ними під час руху; коефіцієнт парусності частки постійний в процесі її руху; всмоктувальний повітряний потік має постійну швидкість і напрямок; частка сходить з лопаті ротора в площині, перпендикулярній осі його обертання.

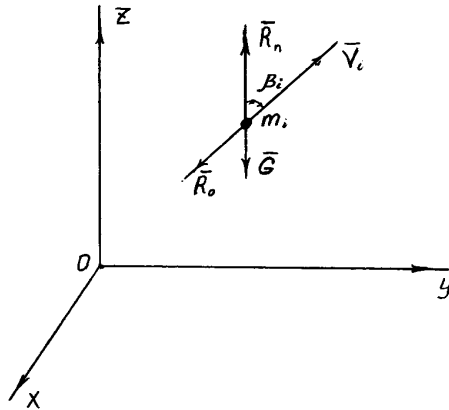


Рис. 2. До аналізу руху частки насіннєвого вороху в повітряному потоці невмотранспортера

В момент сходження з лопаті на частку діють: сила тяжіння  $G = m_i g$ , яка напрямлена вертикально вниз; сила опору повітря рухові частки  $R_o = k_n m_i V_i^2$ , спрямована по дотичній до траєкторії руху частки в бік, протилежний векторові швидкості; піднімальна сила всмоктувального повітряного потоку пневмотранспортера  $R_n = k_n m_i V_n^2$ , яка відхилена вперед по ходу агрегата на кут  $\alpha = 15^\circ$  в площині  $XOZ$ .

Під дією цих сил частка буде рухатись в напрямку вектора рівнодіючої сили  $F$ , яка визначається за другим законом Ньютона:

$$F = m_i \sqrt{\ddot{x}_i^2 + \ddot{y}_i^2 + \ddot{z}_i^2} . \quad (3)$$

Диференціальне рівняння руху частки в проекціях на осі координат запишемо в такому вигляді:

$$\begin{cases} m_i \ddot{x}_i = (R_n - R_o \cos \beta_i) \sin \alpha \\ m_i \ddot{y}_i = -R_o \cos \alpha \sin \beta_i \\ m_i \ddot{z}_i = (R_n - R_o \cos \beta_i) \cos \alpha - G \end{cases}, \quad (4)$$

де  $\ddot{x}, \ddot{y}, \ddot{z}$  - відповідні проекції прискорення руху частки при сходженні з лопаті ротора, м/с<sup>2</sup>;  $\alpha$  - кут нахилу осей обертання роторів до поверхні поля, град;  $\beta_i$  - кут відхилення вектора  $i$ -ої частки від напрямку повітряного потоку.

Після скорочення на  $m_i$  і відповідних перетворень системи рівнянь (4) отримуємо:

$$\begin{cases} \ddot{x}_i = k_n \sin \alpha (V_n^2 - V_i^2 \cos \beta_i) \\ \ddot{y}_i = -k_n V_i^2 \cos \alpha \sin \beta_i \\ \ddot{z}_i = k_n \cos \alpha (V_n^2 - V_i^2 \cos \beta_i) - g \end{cases}. \quad (5)$$

Розв'язок системи диференціальних рівнянь (5) дозволить визначити швидкість  $V_i$  і положення частки в будь-який момент часу  $t$ , а також її траєкторію руху [3]. Поворотом системи координат навколо осі  $OY$  на кут  $\alpha = 15^\circ$  можна дещо спростити розв'язок цих рівнянь.

Для гарантованої евакуації обчесаного вороху швидкість потоку  $V_n$  повинна перевищувати відносну швидкість частки  $V_i$ :

$$V_n \geq V_i + V_{\text{вип}}.$$

Кількість повітря  $Q$ , що проходить по каналах пневмотранспортера за одиницю часу (витрата повітря) становить:

$$Q = V_n S_k n_l, \quad (6)$$

де  $S_k$  - площа перетину приймальної камери,  $S_k = bl$ ;  $b$  - ширина приймальної камери, м;  $l$  - довжина приймальної камери, м;  $n$  - кількість приймальних камер, шт.

Ширина приймальної камери для кожної пари обчисувальних роторів визначається конструктивно і не перевищує ширину міжрядь  $B$ . Довжину приймальної камери приймаємо рівною довжині активної зони роторів  $L_p$ . Кількість приймальних камер  $n$  залежить від ширини захвату агрегата (кількості одночасно оброблюваних рядків рослин).

Реальну витрату повітря, за якою підбираємо вентилятор пневмосистеми, визначимо з урахуванням коефіцієнту запасу повітря



$\eta = 1,1 \dots 1,25$  та нерівномірності розподілу швидкості повітряного потоку в каналі, коли  $V_{cp_n} \approx 0,47V_{max_n}$  [2] :

$$Q \geq 2,4V_n BL_p n. \quad (7)$$

Тиск  $H_I$ , який повинен створювати вентилятор пневмосистеми для забезпечення необхідної швидкості потоку  $V_n$  (без врахування втрат в пневмоканалах) становить:

$$H_I = \frac{V_n^2}{2g}. \quad (8)$$

З іншого боку, кількість повітря, яка необхідна для перенесення вороху масою  $m_b$ , визначається за виразом [3]:

$$Q = \frac{m_b}{\rho_n \mu_k}, \quad (9)$$

де  $Q$  – витрати повітря, м<sup>3</sup>/с;  $m_b$  – маса вороху, що необхідно транспортувати за одиницю часу, кг/с.  $\rho_n$  – густина повітря,  $\rho_n = 1,2$  кг/м<sup>3</sup>;  $\mu_k$  – показник концентрації вороху в повітряному потоці, кг/кг;

Маса вороху  $m_b$ , яку необхідно евакуювати з зони обчислення, становить:

$$m_b = km_{p_l} V_{az}, \quad (10)$$

де  $k$  – коефіцієнт, який враховує частку насінневого вороху в рослинній масі;  $m_{p_l}$  – маса рослин на погонному метрі рядка, кг/м;  $V_{az}$  – поступальна швидкість руху агрегата, м/с.

Тоді для вибраного вентилятора пневмосистеми за значеннями, отриманими з виразів (7) і (8), визначимо концентрацію компонентів насінневого вороху в повітряному потоці:

$$\mu_k = \frac{km_{p_l} V_{az}}{2,4V_n BLn\rho_n}. \quad (11)$$

Ця концентрація не повинна перевищувати максимально допустиму концентрацію компонентів в повітряному потоці  $\mu_{k_{max}}$ , яка визначається експериментально з врахуванням фізико-механічних властивостей насінневого вороху люцерни [2].

**Висновки.** Аналіз руху обчесаного насінневого вороху в повітряному потоці дозволяє встановити основні конструктивні і технологічні параметри пневмотранспортера та є основою для обґрунтування раціональної форми і розмірів приймальних камер.

## Література

1. Беляев Н.М. Сопротивление материалов.– М.: Наука, 1976. – 607с.
2. Гячев Л.В. О движении частей растений между шероховатыми поверхностями рабочих органов с.г. машин // Механика сплошных сред в с.х. машиностроении. – Ростов-на-Дону: РИСХМ, 1973. - С. 7-13.
3. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры: учебник для теплоэнергетических специальностей ВУЗов.– 2-е изд., перераб. и доп.– М.: Энергоатомиздат, 1984.- 416 с.

*Рецензент д.т.н., проф. Ловейкін В.С.*

УДК 631.365:631.53.01:633.2

Л.Ю. Кокалюк, Р.В. Кірчук, к.т.н., І.М. Дударев, к.т.н.  
Луцький національний технічний університет

### **ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ БАРАБАННОЇ СУШАРКИ**

*У статті аналітичним шляхом отримано рівняння спіралі, за якою рекомендується скручувати перфоровану поверхню барабанної сушарки для забезпечення раціонального розміщення матеріалу на її витках для ефективного використання сушильного агента.*

**Постановка проблеми.** Особливості роботи сушарок барабанного типу вимагають використання перспективних і ефективних методів, що базуються на досягненнях сучасних технологій і наукових розробок в галузі сільського господарства. Недоліками існуючих барабанних сушарок є низька ефективність роботи внаслідок неповного використання теплової енергії сушильного агента, великої довжини барабанного робочого органу, низької площі контакту теплоносія і оброблюваного матеріалу, недостатнього перемішування оброблюваного матеріалу, втрат швидкості сушильного агента при його вході та виході з барабанного робочого органу, в результаті різких змін перерізів об'ємів, по яким рухається сушильний агент.

У статті подане вирішення цих проблем на основі запропонованої нової конструкції барабанної сушарки, з

обґрунтуванням параметрів сушильної камери, необхідних для її проектування.

**Аналіз досліджень і публікацій.** Більшість барабанних сушарок обладнано насадками, які значно підсилюють тепло- і вологообмін між матеріалом і сушильним агентом [1,2]. Ці насадки, піднімаючи матеріал, сприяють тому, що частинки більш активно зсипаються і матеріал у вигляді суцільного шару переміщується перпендикулярно потоку сушильного агента. Максимальний тепло- і вологообмін забезпечується за умови ефективного перемішування матеріалу, що сприяє його контакту з потоком теплоносія.

**Мета статті.** Обґрунтувати конструктивні параметри перфорованої поверхні сушильної камери сушарки сільськогосподарських матеріалів.

**Результати дослідження.** У запропонованій конструкції барабанної сушарки переміщення матеріалу у сушильній камері відбувається поверхнею, що скручена по спіралі [3]. Для раціонального розміщення матеріалу в сушильній камері, необхідно обґрунтувати закономірність за якою скручена поверхня. Оскільки розміщення матеріалу визначає ефективність сушіння та використання сушильного агента.

На рис. 1 представлені поверхні скручені за логарифмічною спіраллю (рис. 1а) та за архімедовою спіраллю (рис. 1б). Рівняння логарифмічної спіралі [4]:

$$r_1(\varphi) = r_0 e^{m\varphi}, \quad (1)$$

де  $r_1(\varphi)$  - відстань від центра спіралі до витка спіралі з кутом  $\varphi$ ;  $r_0$  - найменший радіус витка (початок) спіралі з кутом  $\varphi=0$ ;  $m$  - коефіцієнт.

Коефіцієнт  $m$  визначається наступним чином:

$$m = \frac{1}{\varphi_k} \ln \left( \frac{r_k}{r_0} \right), \quad (2)$$

де  $r_k$ ,  $\varphi_k$  - найбільший радіус спіралі та відповідний йому кут спіралі.

Рівняння архімедової спіралі [4]:

$$r_2(\varphi) = r_0 + t\varphi, \quad (3)$$

де  $r_0$  - найменший радіус витка (початок) спіралі при  $\varphi=0$ ;  $t$  - коефіцієнт.

Коефіцієнт  $t$  визначається наступним чином:

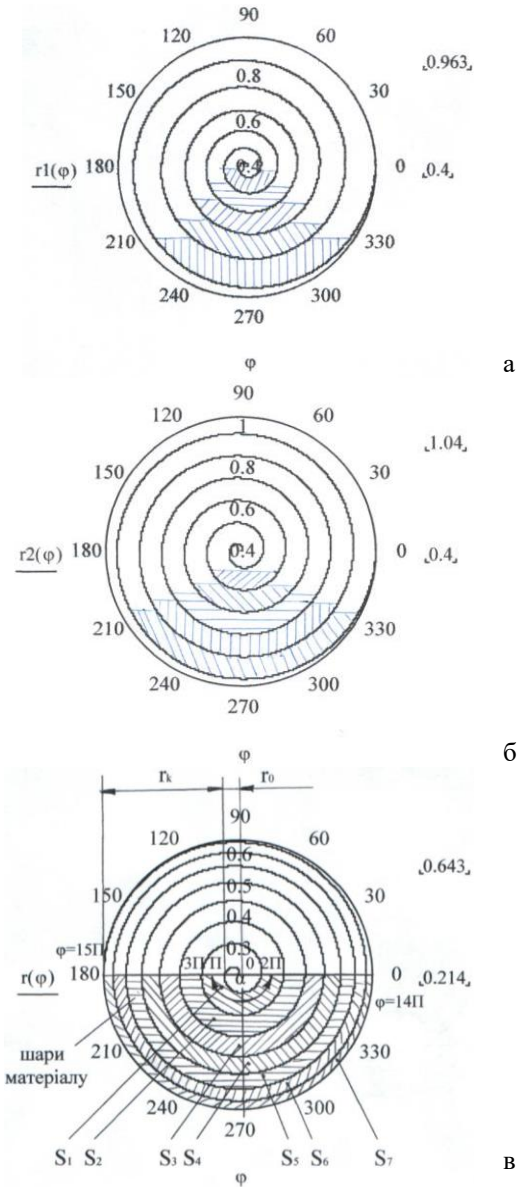


Рис.1. Розміщення матеріалу на спіралеподібній поверхні, яка скручена за: а - логарифмічною спіраллю; б - архімедовою спіраллю; в запропонованою спіраллю

$$t = \frac{r_k - r_0}{\varphi_k}, \quad (4)$$

де  $r_k$ ,  $\varphi_k$  - найбільший радіус спіралі та відповідний йому кут спіралі.

Аналіз розміщення матеріалу в сушильній камері з поверхнею, побудованою за рівнянням логарифмічної спіралі, та з поверхнею, побудованою за рівнянням архімедової спіралі, показує, що в цих випадках сушильний агент не буде проходити через весь об'єм матеріалу, а буде рухатися через шари матеріалу з меншою загальною висотою, тобто бокові. Таке розміщення матеріалу пов'язане з тим, що для логарифмічної спіралі величина  $h_1(\varphi) = r_1(\varphi + 2\pi) - r_1(\varphi)$ , яка характеризує відстань між сусідніми витками спіралі (крок спіралі), зростає зі зростанням кута  $\varphi$ . Для Архімедової спіралі величина кроку залишається постійною  $h_2(\varphi) = r_2(\varphi + 2\pi) - r_2(\varphi) = const$ , що також спричиняє небажане розміщення матеріалу. Для усунення зазначених недоліків, тобто для збільшення висоти шарів з боків сушильної камери, необхідно щоб кут  $\alpha_i$  (рис. 1, в), який характеризує розміщення матеріалу між витками, для всіх шарів наближався до  $180^\circ$ . Тобто під час переміщення шару (порції) матеріалу спіралеподібною поверхнею, необхідно, щоб кут  $\alpha$  для нього залишався постійним ( $\alpha = 180^\circ$ ). Таке розміщення матеріалу можна забезпечити у випадку, якщо крок спіралі по якій скручена поверхня, буде зменшуватися зі зростанням  $\varphi$ . Рівняння такої спіралі можна представити в такому вигляді:

$$r(\varphi) = r_2(\varphi) - Kr_1(\varphi) = r_0 + t\varphi - Kr_0e^{m\varphi}, \quad (5)$$

де  $r_0$  - початкове значення найменшого радіуса витка спіралі при  $\varphi = 0$ ;  $m, t$  - коефіцієнти, що розраховуються за формулами (2) та (4) при значеннях  $r_k$  та  $\varphi_k$ ;  $r_k$ ,  $\varphi_k$  - початкове значення найбільшого радіуса витка та відповідний йому кут;  $K$  - конструктивний коефіцієнт.

З конструктивних міркувань приймаємо: найбільший кут спіралі  $\varphi_k = 15\pi$ ; кількість повних витків спіралі  $n = 7$ ; початкове наближення найменшого радіуса спіралі  $r_0 = 0,4\text{ м}$  та найбільшого радіуса спіралі  $r_k = 1,2\text{ м}$ .

Для досягнення потрібного розміщення матеріалу ( $\alpha_i = 180^\circ$ ), необхідно, щоб площі  $S_1, S_2, \dots, S_n$  (рис. 1, в) між

витками спіралі були рівними, тобто  $S_1 = S_2 = \dots = S_n = S$ . Приблизна рівність площ (з допустимим відхиленням) матиме місце, якщо  $S_1 = S_n$ , тобто  $S_1 = S_7$ . Це можливо при певному значенні конструктивного коефіцієнта  $K$ . Визначимо значення  $K$ , визначивши площі  $S_1$  та  $S_7$ .

Площа сегмента спіралі визначається наступним чином:

$$S_{\text{сез.}} = \frac{1}{2} \int_{\varphi}^{\varphi+\pi} r^2(\varphi) d\varphi = \frac{1}{2} \int_{\varphi}^{\varphi+\pi} ((r_0 + t\varphi) - Kr_0 e^{m\varphi})^2 d\varphi =$$

$$= \int_{\varphi}^{\varphi+\pi} (r_0^2 + 2r_0 t\varphi + t^2 \varphi^2 - 2Kr_0^2 e^{m\varphi} - 2Ktr_0 \varphi e^{m\varphi} + K^2 r_0^2 e^{2m\varphi}) d\varphi. \quad (6)$$

Після інтегрування отримаємо:

$$S_{\text{сез.}} = \frac{1}{2} \left[ \varphi \left( r_0^2 + r_0 t\varphi + \frac{t^2}{3} \varphi^2 \right) - \frac{2Kr_0^2}{m} e^{m\varphi} \left( r_0 + t \left( \varphi - \frac{1}{m} \right) \right) + \right.$$

$$\left. + \frac{K^2 r_0^2}{2m} e^{2m\varphi} \right] \Big|_{\varphi}^{\varphi+\pi}. \quad (7)$$

Площа між двома сусідніми витками спіралі (при  $\alpha = 180^\circ$ ) у загальному вигляді:

$$S(y) = S_3(\varphi) - S_6(\varphi), \quad (8)$$

де  $S_3(\varphi)$  - площа сегмента, обмеженого зовнішнім витком спіралі;  
 $S_6(\varphi)$  - площа сегмента, обмеженого внутрішнім витком спіралі.

Визначимо  $S_6(\varphi)$  та  $S_3(\varphi)$  за формулою (7):

$$S_6(\varphi) = S_{\text{сез.}}(\varphi) \Big|_{\varphi}^{\varphi+\pi} = K^2 \left[ \frac{r_0^2}{4m} (e^{2m(\varphi+\pi)} - e^{2m\varphi}) \right] +$$

$$+ K \left[ \frac{r_0}{m} \left( e^{m\varphi} \left( r_0 + t \left( \varphi - \frac{1}{m} \right) \right) - e^{m(\varphi+\pi)} \left( r_0 + t \left( (\varphi+\pi) - \frac{1}{m} \right) \right) \right) \right] +$$

$$+ \frac{1}{2} \left[ (\varphi+\pi) \left( r_0^2 + r_0 t(\varphi+\pi) + \frac{t^2}{3} (\varphi+\pi)^2 \right) - \varphi \left( r_0^2 + r_0 t\varphi + \frac{t^2}{3} \varphi^2 \right) \right]. \quad (9)$$

Для спрощення запису введемо позначення в залежності (9):

$$S_6(\varphi) = K^2 A(\varphi) + KB(\varphi) + C(\varphi). \quad (10)$$

$$S_3(\varphi) = S_{\text{сез.}}(\varphi) \Big|_{\varphi+2\pi}^{\varphi+3\pi} = K^2 \left[ \frac{r_0^2}{4m} (e^{2m(\varphi+3\pi)} - e^{2m(\varphi+2\pi)}) \right] +$$

$$+K \left[ \frac{r_0}{m} \left( e^{m(\varphi+2\pi)} \left( r_0 + t \left( (\varphi+2\pi) - \frac{I}{m} \right) \right) - e^{m(\varphi+3\pi)} \left( r_0 + t \left( (\varphi+3\pi) - \frac{I}{m} \right) \right) \right) \right] +$$

$$+ \frac{I}{2} \left[ \begin{aligned} &(\varphi+3\pi) \left( r_0^2 + r_0 t (\varphi+3\pi) + \frac{t^2}{2} (\varphi+3\pi)^2 \right) - \\ &-(\varphi+2\pi) \left( r_0^2 + r_0 t (\varphi+2\pi) + \frac{t^2}{3} (\varphi+2\pi)^2 \right) \end{aligned} \right]. \quad (11)$$

Для спрощення запису введемо позначення в залежності (11):

$$S_3(\varphi) = K^2 D(\varphi) + KE(\varphi) + F(\varphi). \quad (12)$$

Підставляючи вирази (10) та (12) в (8), отримаємо:

$$S(\varphi) = K^2 (D(\varphi) - A(\varphi)) + K(E(\varphi) - B(\varphi)) + (F(\varphi) - C(\varphi)). \quad (13)$$

Визначимо площі  $S_l$  та  $S_r$  за залежністю (13) при значенні кутів відповідно  $\varphi=0$  та  $\varphi=\varphi_k - 3\pi = 12\pi$ :

$$S_l(0) = K^2 (D(0) - A(0)) + K(E(0) - B(0)) + (F(0) - C(0)), \quad (14)$$

$$S_r(12\pi) = K^2 (D(12\pi) - A(12\pi)) + K(E(12\pi) - B(12\pi)) + (F(12\pi) - C(12\pi)). \quad (15)$$

Прирівнявши рівняння (14) та (15), отримаємо:

$$K^2 (D(0) - A(0) - D(12\pi) + A(12\pi)) + K(E(0) - B(0) - E(12\pi) + B(12\pi)) + (F(0) - C(0) - F(12\pi) + C(12\pi)) = 0. \quad (16)$$

Для спрощення запису введемо позначення в залежності (16):

$$aK^2 + bK + c = 0. \quad (17)$$

Розв'язок рівняння (17) буде:

$$K_{1,2} = -\frac{b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}. \quad (18)$$

З двох значень конструктивного коефіцієнта  $K$  вибирають те, що задовільняє умову:

$$0 < K < 1. \quad (19)$$

Розв'язок рівняння (17) при прийнятих значеннях  $r_0$ ,  $r_k$ ,  $\varphi_k$  за допомогою пакету комп'ютерної математики MathCAD дозволив отримати значення конструктивного коефіцієнта  $K = 0,464$ . Розраховані за цим значенням найменший та найбільший

радіус витка склали відповідно  $r_0 = 0,214\text{ м}$ ;  $r_k = 0,643\text{ м}$ ; площа  $S_l = 0,065\text{ м}^2$ .

За отриманими значеннями побудовані графічні залежності площі  $S(\varphi)$ , кроку спіралі  $h(\varphi)$  та радіуса витка  $r(\varphi)$  від кута  $\varphi$  (рис. 2).

Порівняльний аналіз графічних залежностей площі між витками спіралі від кута  $\varphi$  для логарифмічної спіралі  $SL(\varphi)$ , архімедової спіралі  $SA(\varphi)$  та запропонованої спіралі  $S(\varphi)$  дозволяє зробити висновок, що запропонована спіраль забезпечує найменше відхилення між значеннями площ між витками спіралі, а, відповідно, досягається найбільш раціональне розміщення матеріалу в сушильній камері.

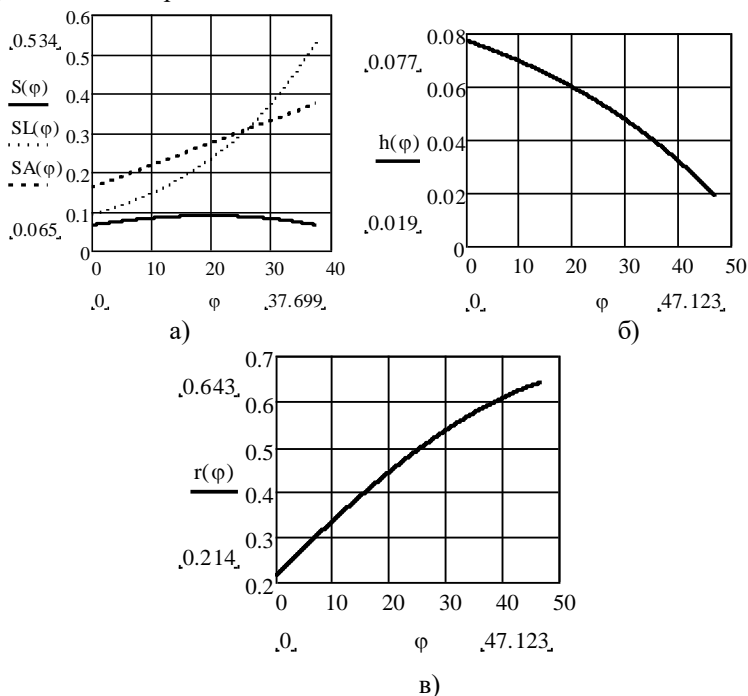


Рис. 2. Графічні залежності: а)  $S(\varphi)$ ; б)  $h(\varphi)$ ; в)  $r(\varphi)$

Масу матеріалу, яку необхідно завантажувати в сушарку для її раціонального заповнення та ефективного використання сушильного агента (рис. 3), можна визначити за залежністю:



$$m_m = \rho S l, \quad (20)$$

де  $\rho$  - щільність матеріалу;  $l$  - ширина спіралеподібної поверхні сушарки.

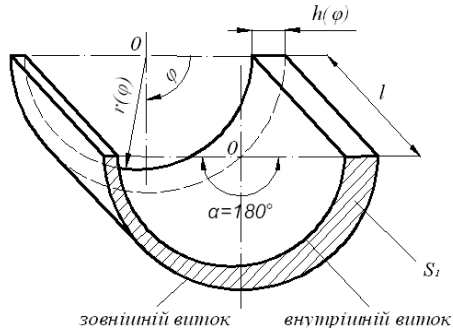


Рис. 3. Розрахункова схема до визначення маси порції матеріалу для завантаження в сушарку

**Висновки.** В результаті теоретичних досліджень обґрунтовано рівняння спіралі, за якою рекомендується скручувати перфоровану поверхню барабанної сушарки для забезпечення раціонального розміщення матеріалу на її витках і ефективного використання сушильного агента. За рівнянням спіралі розраховані конструктивні параметри перфорованої поверхні. Також отримано залежність, що дозволяє визначити масу порції матеріалу під час завантаження в сушарку для раціонального заповнення об'єму між витками перфорованої поверхні.

#### Література

1. Куцакова В.У., Богатырев А.Н. Интенсификация тепло- и массообмена при сушке пищевых продуктов. – М.: Агропромиздат, 1987. – 236 с.
2. Шалугін В.С., Шмандій В.М. Процеси та апарати промислових технологій. Навчальний посібник. – К.: Центр учбової літератури, 2008. – 392 с.
3. Патент на винахід № 85766 Україна, МПК F26B11/00. Барабанна сушарка / Дударев І.М., Кірчук Р. В., Кокалюк Л.Ю.; Заявлено 01.06.2007; Опубл. 25.02.2009, Бюл. №4.
4. Пономарев С.Д., Андреева Л.Е. Расчет упругих элементов машин и приборов. - М.: Машиностроение, 1980. – 326 с.

Рецензент д.т.н., проф. Дідух В.Ф.

А.К.Колодійчук, к.т.н

Національний університет водного господарства та природокористування

В.Ф.Довгополук

Луцький національний технічний університет

А.А.Колодійчук, к.т.н

Луцький автомобільний завод

## ПРО ЗАСТОСУВАННЯ НА ТРАКТОРАХ ПРИСТРОЮ АВТОМАТИЧНОГО ПІДТРИМУВАННЯ НАТЯГУ ПРУЖНИХ ГУСЕНИЦЬ

*Запропоновано пристрій для автоматичного підтримування натягу гусениць швидкісного трактора, експериментально і теоретично обґрунтовано доцільність його застосування, а також приведено аналіз результатів тягових випробувань в реальних експлуатаційних умовах роботи трактора.*

**Постановка проблеми.** Відомо, що неправильний попередній статичний натяг гусениць трактора прискорює їх зношування, понижує тягову потужність трактора і підвищує витрату пального. Крім того, трактор втрачає прямолінійний курс руху, що викликає передчасне зношування бортових.

Оптимальний натяг гусениць звично визначається умовами забезпечення їх стійкості по скиданню на поворотах і при русі трактора на косогорах. Для гусениці з відкритими металевими шарнірами (ВШ) оптимальний натяг становить  $0,1 P_{в.к.}$  (1) (де  $P_{в.к.}$  – тягове зусилля на ведучому колесі під час роботи трактора в найбільш ймовірних експериментальних умовах).

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** В роботі (3) експериментально показано, що статична складова  $T_c$  натягу гусениць з ВШ, забезпечує утримання реакції вітки, в реальному діапазоні зусиль на ведучому колесі (для трактора класу 30 кН воно складає 2...22,5 кН при  $P_{ca}=0...40$  кН) змінюється несуттєво.

У випадку застосування податливих гусениць (з гумово-металевими шарнірами – ГМШ, стрічкових пневматичних) складова натягу  $T_c$  змінюється в достатньо широких межах (3,4), що приводить до частих спадань гусениць з деталей, які формують контур гусеничного обводу. Зменшують ймовірність скидання пружних гусениць шляхом збільшення попереднього їх натягу у два і

більше рази (1,5) в порівнянні з попереднім натягом гусениць з ВШ, досягаючи цим самим приблизно рівних значень статичних складових натягу в пружному і жорсткому обводах на найбільш тяжких режимах роботи трактора.

За формулою, отриманою в роботі (6) витікає, що рівні значення статичних складових натягу гусениць з ВШ і ГМШ (1,6...1,8 кН) досягає при попередньому статичному натягу пружного ланкового обводу 5,4...6 кН.

Метою даної роботи є експериментальне і теоретичне обґрунтування доцільності застосування пристрою автоматичного підтримування натягу пружних гусениць. Вирішення такого завдання надасть можливість досягнути основної мети. Це конструктивне вдосконалення системи натягу гусениць, яка б забезпечувала нормальну ефективну роботу гусеничних обводів трактора в екстремальних умовах.

**Результати досліджень.** Для досягнення мети у відповідності з наведеними даними і урахуванням необхідності широкого варіювання величиною натягу гусениць при тискові, що розвивається насосом, не перевищуючим 10 МПа, розроблено пристрій автоматичного підтримування натягу гусениць (ПАПН) для пневмо гусеничного трактора-макета Т-150-ПГ.

Експериментальна перевірка була проведена у ВІМі на тракторі-макеті Э-151, який був укомплектований гусеницями з ГМШ конструкції Алтайського політехнічного інституту.

В результаті перевірка показала, що стійка робота гусениць в режимі перевантаження (повороти на  $90^0$  з номінальним тяговим зусиллям рух трактора заднім ходом) досягає при  $T_{cn.} = 5,5...6$  кН.

При випробуванні вказаного трактора на холостому ходу по стерні озимої пшениці встановлено (рис.1), що зростання  $T_{cn.}$  з 2 до 5,75 кН супроводжується пропорційним зростанням втрат потужності в гусеничному русії на 2...18 %. При номінальному тяговому зусиллі втрат потужності зростають нелінійно за рахунок ковзання траків по елементах ведучого колеса, нелінійного зростання  $T_c$  (з підвищенням  $T_{cn.}$ ) і зростанням втрат на вертикальну деформацію ґрунту, а також із-за нерівномірного розподілу навантаження по котках. ККД ходової системи при цьому понижується залежно від швидкості руху на 3,3...3,5 %.

З метою зменшення втрат потужності, підвищення довговічності елементів гусеничного русія, а також пониження загального рівня динамічного навантажень в гусеничному обводі в

край бажано, щоб статичний натяг змінювався залежно від умов руху трактора. Цього можна досягнути якщо застосувати пристрій автоматичного натягу гусениць, котрий забезпечив би мінімум втрат в гусеничному рушії при прямолінійному русі трактора, а на поворотах і при русі заднім ходом створив би зростання натягу, що гарантує стійкість гусеничного обводу на деталях формуючих його контур.

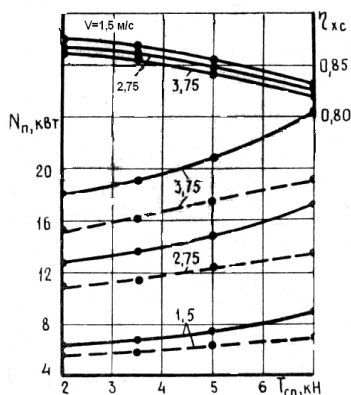


Рис.1. Вплив статичного натягу на втрати потужності  $N_n$  і ККД гусеничного рушії  $\eta_{xc}$  при роботі трактора з гумово-металевими гусеницями на стерні:  $P_{zd}=0$ ;  $P_{zd}=30$  кН

Розроблено макет пристрою автоматичного підтримування натягу (ПАПН) пружних гусениць швикісного трактора класу 30 кН, який включає гідроциліндри натягу гусениць трактора Т-150, ГСВ від трактора МТЗ-50 і авіаційні запірні вентиля. Гідросистема ГАПН підключена через ГСВ до розподільника Р-75-ВЗА трактора. ГСВ регулювали так, щоб тиск в гідроциліндрі натягу забезпечив  $T_c=2$ кН. При цьому в режимі прямолінійного руху практично відсутнє захватування вільної вітки гусениці зубами ведучого колеса і проковзування в зачепленні.

В процесі маневрування (повороти, розвороти) при вказаному  $T_c$  (навіть при заблокованому гідроциліндрі натягу) вільна і опорна вітки відстаючої гусениці розтягуються гальмівним дотичним зусиллям, і отриманий приріст збільшує довжину задньої нахиленої вітки, що призводить до суттєвого погіршення роботи зчеплення цієї гусениці.

Тому перед поворотом трактора натяг вільної вітки за допомогою ГСВ слід збільшити до 5,5...6 кН, а після виходу із

повороту натяг цієї вітки зменшити до першопочаткового значення. Розрахунок ГААН проводили з використанням наведених нижче залежностей.

Відповідно до схеми ГААН (рис.2) сума проєкцій всіх сил на вісь X-X дорівнює:

$$\frac{I_{нк} \cdot \alpha_2}{r_{кр.}^2} = R_{ц} \cos \alpha_1 - T'_{св.} (1 + \cos \alpha_3) - \frac{M_T}{r_{кр.}} \cos \alpha_2, \quad (1)$$

де  $I_{нк}$  - момент інерції натяжного колеса;  $r_{кр.}$  - радіус кривошипа;  $R_{ц} = P_{ц} \cdot F$ ;  $P_{ц}$  - тиск рідини в гідроциліндрі;  $F_{п.}$  - площа поршня гідроциліндра;  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$  - кути;  $T'_{св.}$  - натяг вільної вітки без врахування центробіжних сил;  $M_T$  - момент тертя вала кривошипа в підшипниках, що встановлені на рамі трактора;  $\alpha_2, \alpha_3$  - кутова швидкість (знак плюс по годинниковій стрілці) і прискорення переміщення натяжного колеса.

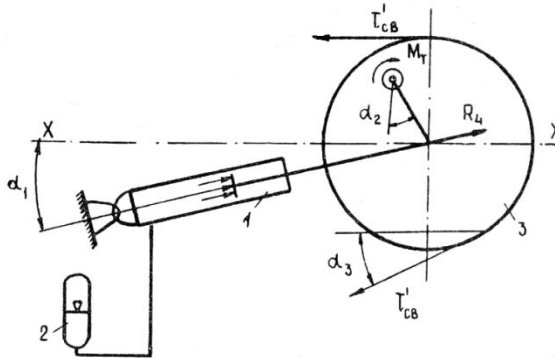


Рис.2 Схема пристрою автоматичного підтримування натягу направляючого колеса: 1—гідроциліндр; 2 – гідропневматичний акумулятор; 3 – натяжне колесо

Момент  $M_{кр.}$  зрівноважений на валу кривошипа моментом реакції підшипників, які можуть бути визначені наближено, так як система невизначена.

Враховуючи, що сили прикладені зосереджено і відсутнє защемлення, реакції в підшипниках знаходимо із рівності:

$$R_1 = R_2 = \frac{M_{кр.}}{b}, \quad (2)$$

З урахуванням (2) і (1) момент тертя буде рівним:

$$M_T = R_{\psi} \frac{A_1 r_{кр.}}{r_{кр.} + A_1}, \quad (3)$$

де  $A_1 = \frac{a}{b} d_{вк.} f$ ;  $d_{вк.}$  - діаметр вісі кривошипа;  $f$  - коефіцієнт тертя вала кривошипа в підшипниках.

Рівняння (1) можна спростити, якщо допустити, що  $\cos \alpha_1 = \cos \alpha_3 = 1$ , що не вносить великої похибки, так як кути  $\alpha_1$  і  $\alpha_3$  достатньо малі. Для малих переміщень натяжного колеса відносно вертикальної вісі можна допустити також  $\cos \alpha_2 = 1$ . Тоді рівняння динаміки натяжного колеса запишеться у вигляді:

$$m_{нк} \ddot{x}_{нк} = R_{\psi} (1 - B_1 \sin \dot{x}_{нк}) - 2T'_{св.}, \quad (4)$$

де  $m_{нк}$  - маси натяжного колеса при поступальному переміщенні вздовж вісі X-X;  $\ddot{x}_{нк}$ ,  $\dot{x}_{нк}$  - поступальні прискорення і швидкість переміщення натяжного колеса;

$$B_1 = \frac{A_1}{r_{кр.} + A_1}.$$

Зв'язок між тиском в циліндрі  $P_{\psi}$  і гідроаккумуляторі  $P_a$  при переміщенні рідини із гідроциліндра в гідроаккумулятор визначається на основі рівняння Бернуллі:

$$\frac{P_{\psi}}{\gamma} + \frac{V_{\psi}^2}{2g} = \frac{P_a}{\gamma} + \frac{V_a^2}{2g} + h_w, \quad (5)$$

де  $\gamma$  - питома вага робочої рідини;  $V_{\psi}$ ,  $V_a$  - швидкість потоку робочої рідини в гідроциліндрі і гідроаккумуляторі;  $h_w$  - сумарні втрати напору.

Оскільки:

$$V_a = V_{\psi} \cdot s_{\psi} / s_a; \quad h_w = \xi V_{\psi}^2 / 2g,$$

де  $s_{\psi}$ ,  $s_a$  - площі поршнів циліндра і гідроаккумулятора;  $\xi$  - сумарний коефіцієнт втрат напору, який враховує місцеві опори і тертя по довжині.

Після перетворення (5) отримаємо:

$$P_{\psi} = P_a + \frac{V_{\psi}^2 T}{2g} \left( \frac{s_{\psi}^2}{s_a^2} - 1 \right) + \xi \frac{V_{\psi}^2}{2g} = P_a + \frac{V_{\psi}^2 \gamma}{2g} (m^2 - 1 + \xi), \quad (6)$$

де  $m = s_{\psi} / s_a$

Конструктивна ємність гідроаккумулятора (ГА), що забезпечує роботу ПАПН, можна визначити на основі залежності (2):

$$\frac{V_{\Pi}}{V_k} = \left( \frac{P_H}{P_{min}} \right)^{1/n} - \left( \frac{P_H}{P_{max}} \right)^{1/n}, \quad (7)$$

де  $V_{\Pi}$  і  $V_k$  - корисний і конструктивний об'єми ГА; - початковий тиск газу в ГА при відсутності робочої рідини;  $P_{min}$ ,  $P_{max}$  - мінімальний і максимальний робочий тиск в ГА;  $n$  - показник політропи, прийнятий за (2) дорівнює 1,3.

Для визначення функції  $V_k$  ( $V_{\Pi}$ ) необхідно задати межі змінювання робочого тиску в ГА і степінь перевищення  $P_{max}$  відносно  $P_H$ . Якщо прийняти діапазон допустимого статичного натягу гусениць рівним  $(0,9 \dots 1,1) T'_{c.omm.}$  (де  $T'_{c.omm.}$  - оптимальне значення статичної складової натягу) тоді  $P_{min} = 0,9 P_{omm.}$ ,  $P_{max} = 1,1 P_{omm.}$  ( $P_{omm.}$  - тиск в ГА, що відповідає  $T'_{c.omm.}$ ). Тиск  $P_H$  можна прийняти рівним  $0,95 P_{min}$ , що забезпечує певний запас рідини і енергії в ГА при  $T'_c = 0,9 T'_{c.omm.}$ .

При вказаних умовах:

$$V_k = 7,25 V_{\Pi}, \quad (8)$$

Величину  $V_{\Pi}$  визначаємо за допомогою рівняння зв'язку між ходом штока циліндра  $h$  і зростанням довжини вільної вітки гусениці:

$$h = 0,5 \Delta L_c = 0,5 (\Delta L_c(P_{BK}) + \Delta L_c(V_T) + \Delta L_r), \quad (9)$$

де  $\Delta L_c(P_{BK})$ ,  $\Delta L_c(V_T)$  - видовження вільної вітки залежно від сили тяги на ведучому колесі  $P_{BK}$  і від швидкості руху трактора  $V_T$ , що визначається на основі рівняння (5);  $\Delta L_r$  - зменшення довжини вільної вітки від зміни геометрії нахиленої і опорної віток.

З урахуванням (9) при одночасній роботі двох гідроциліндрів натягу:

$$V_{\Pi} = S_y (\Delta L_c(P_{BK}) + \Delta L_c(V_T) + \Delta L_r), \quad (10)$$

Для того, щоб отримати найменші величини  $V_{\Pi}$  і  $V_k$ , необхідно використати гідроциліндр натягу з мінімальною площею поршня (циліндра)  $S_y$ :

$$S_{y.min} \geq \frac{2T'_{c.v.}}{P_g(I - B_1)}, \quad (11)$$

де  $P_g$  - допустимий тиск в ГА (регламентується паспортом).

Коефіцієнт  $B_1$ , що входить в (11) досягає в реальних умовах  $0,15 \dots 0,30$  (і більше при поганій якості поверхонь вала кривошипа і

його підшипників, і при їх неспіввісності), що приводить до зростання  $S_{y.min}$  і  $V_k$  на 16...18%.

Зменшити  $S_{y.min}$  можна за рахунок зниження  $f$  і  $a$ . При співпаданні лінії дії сили  $R_y$  з поздовжньою віссю натяжного колеса  $a = b_l = 0$ .

При блокуванні гідроциліндрів у випадку руху заднім ходом або на повороті максимальний натяг гусениці може бути  $0,65 G_T$ , де  $G_T$  - маса трактора. В цих умовах:

$$R_y \approx 1,3G_T, \quad (12)$$

$$S_{y.min} \geq \frac{1,3G_T}{P_{n.d.}}, \quad (13)$$

де  $P_{n.d.}$  – допустимий тиск в гідроциліндрі, що регулюється паспортом.

На трактор необхідно встановити гідроциліндр з більшим із двох розрахункових значень  $S_{y.min}$ , отриманих за формулами (11) і (13).

**Висновки.** Розрахунки показують, що  $S_{y.min} \geq 20...30 \text{ см}^3$  ( $d_y = 5...6 \text{ см}$ ) для трактора класу 30 кН. При поздовжній податливості гусениці  $K_{II} = 3 \cdot 10^{-6} \text{ кг}^{-1}$  і реальній зміні геометрії опорної і нахиленої віток хід штока гідроциліндра не перевищує 3...4 см, чому відповідає  $V_k = 1000 \text{ см}^3$ . Встановлено, що при  $T_{cn.} = 2 \text{ кН}$  ККД ходової системи трактора і на всьому досягнутому діапазоні швидкостей, при тяговому зусиллі 30 кН на 2...2,6 % вище, а втрати потужності при русі трактора на холостому ходу на 2...12,5% нище ніж при  $T_{cn.} = 5,75 \text{ кН}$ .

Виходячи з результатів експериментальних і теоретичних досліджень є незаперечна доцільність застосування пристрою автоматичного підтримання натягу гусениць на швидкісній тракторі укомплектованні пружинними гусеницями.

#### Література

1. Платонов В. Ф., Белоусов А. Ф., Алейніков Н.Г. и др. Гусеничные тракторы – тягачи. - М.: Машиностроение, 1978.
2. Башта Т.М. Машиноительная гидравлика. - М.: Машиностроение, 1971.
3. Небогин Н. С. Влияние тягово-скоросных режимов на зусилля в гусеничном обводе трактора класса 3. - НТБ ВНИИ, 1979. - Вып. 41.



4. Пономаренко В. М., Кугин Л. Н. Выбор оптимального предварительного натяжения гусениц разных типов. – Труды НАТИ, 1978 - Вып. 256.

5. Уткин – Любовцев О. Л., Скуратовский М. П., Бейненсон В. Д. и др. Результаты работ в области создания гусениц повышенной надежности с резино-металлическими шарнирами для сельскохозяйственных тракторов. – Труды НАТИ, 1978. - Вып. 256.

6. Русанов В. А. Влияние тягово-скоростных режимов и схемы гусеничного движения на напряженность гусеничного обвода быстросходного трактора. – Труды ВИМ, 1974, т. 66.

7. Колодийчук А. К. Небогин И.С. и др. Устройство для натяжения гусеничной цепи трактора. Авторское свидетельство № 460205 «Открытие, изобретение, промышленные образцы, товарные знаки». 1975, № 6.

*Рецензент д.т.н, проф. В.Ф. Дідух*

УДК 621.326

О.І. Кравець, М.М.Шинкарик, к.т.н

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ТЕМПЕРАТУРИ СИРОВАТКИ НА ПРОЦЕС ЇЇ ОЧИСТКИ ФІЛЬТРУВАННЯМ**

*В статті проаналізовані шляхи підвищення ефективності технологічного процесу відділення білкової пилюки від сироватки. Проведенні дослідження впливу температури на величину адгезійної взаємодії, що виникає між молочним білком та фільтрувальною поверхнею, та на величину penetрації (проникнення). Зроблені висновки щодо можливості використання температури з метою регулювання адгезійної міцності та penetрації.*

**Умовні позначення:**  $F_a$  - адгезійна міцність, Н/м<sup>2</sup>;  $F_n$  - penetрація, Н/м<sup>2</sup>;  $F_H$  - величина попереднього навантаження, Н;  $\tau_k$  - тривалість попереднього навантаження, с;  $t$  - температура продукту, °С.

**Постановка проблеми.** Одним із напрямків підвищення ефективності виробництва в молочній галузі є повне і раціональне використання всіх сировинних ресурсів на принципах безвідхідної технології.

Направлена біоенергетична дія на молоко призводить до його розділення на білково-жировий концентрат (сир, селянський сир, казеїн) і фільтрат (молочну сироватку). У молочній сироватці є дві дисперсні системи: молочний жир і білкова пилюка. Перша містить легкі дисперсні частинки (жирові кульки) і може розглядатися як емульсія, друга – важкі дисперсні частинки і, відповідно, є суспензією.

Таким чином, молочна сироватка являється побічним продуктом при виробництві білково-жирових концентратів. Об'єм отриманої сироватки досягає 90% і більше від об'єму перероблюваного молока [1].

Однак цей побічний продукт, як показують дослідження, все ще містить приблизно 50% сухих речовин молока [2]. До цінних компонентів, що містяться у сироватці, належать білок, лактоза та жир. Крім цього, у сироватці знаходяться дрібні частинки творогу, сиру, казеїну, білкова пилюка. В той же час при згущенні сироватки ультрафільтрацією, виробництві лактози, тощо необхідною умовою проведення технологічного процесу є очистка сироватки від білкової пилюки.

Отже, значну частку втрат в молокопереробній промисловості становлять втрати молочного білка, що залишається в сироватці після виробництва обезжиреного сиру, селянського сиру, а також казеїну, у вигляді білкової пилюки.

**Аналіз останніх досліджень.** Наші попередні дослідження свідчать, що значна маса білкової пилюки – 70-80%, зосереджена в частинках розміром понад 0,5 мм. [3], а отже, може бути вилучена з сироватки шляхом фільтрування.

На даний час розроблено ряд установок для очистки сироватки шляхом фільтрування: барабанний фільтр безперервної дії [4], вібросито, патронний фільтр періодичної дії [5].

Незалежно від конструктивного виконання всі вище перелічені пристрої об'єднує одне – ефективність їх роботи з часом зменшується у зв'язку з швидким закупорюванням фільтрувальних перегородок і, як наслідок, значним зниженням ефективності процесу. Основною причиною такого закупорювання є адгезійна взаємодія білкової пилюки з фільтрувальною поверхнею.

**Метою даної роботи** є підвищення ефективності технологічного процесу відділення молочного білка від сироватки.

Для зменшення негативного впливу адгезивної взаємодії в процесі фільтрування необхідно провести дослідження впливу технологічних факторів на величину адгезивної взаємодії.

Серед технологічних факторів, які впливають на величину адгезивної взаємодії, можна відмітити наступні: величина попереднього навантаження,  $F_H$ ; тривалість контакту,  $\tau_k$ ; температура білкової пилюки,  $t$ ; швидкість відриву продукту від поверхні.

Проаналізувавши технологічні фактори, що впливають на величину адгезивної взаємодії, було прийнято рішення проводити дослідження в залежності від температури продукту.

Потрібно також звернути увагу на те, що в процесі фільтрування, шар білкової пилюки, який знаходиться на фільтрувальній поверхні ущільнюється в результаті фільтрації сироватки. Цей факт потрібно врахувати при виборі способу регенерації фільтрувального елемента. Кількісно ущільнення білкової пилюки може охарактеризувати величина penetрації даної маси.

Тому були проведені дослідження впливу температури продукту на адгезивну міцність  $F_A$  та penetрацію  $F_n$ .

**Методика досліджень.** Згідно з розробленою методикою білок для експерименту отримували наступним чином: фільтрували одержану при виробництві селянського сиру сироватку, отриманий білок доводили до певної вологості. Вимірювання адгезії та penetрації здійснювали з допомогою приладу Instron. Порцію білка масою 80 гр. поміщали в ємність приладу, попередньо підігрівши в термостаті до потрібної температури. Далі опускали траверсу на встановлений зразок. Зусилля попереднього навантаження становило 0,1Н, час витримки – 1 хв. Далі траверсу піднімали з швидкістю 20 мм/хв.

Характеристики сирної пилюки, що використовувалася в дослідженнях наступні: абсолютна вологість 74,1 %, жирність (абсолютна) 29,6 %, кислотність РН 3,96.

Схема роботи приладу Instron зображена на рисунку 1.

Адгезивна міцність визначається як величина зусилля відриву розділена на одиницю площі номінального контакту (площа пластини):

$$F_a = \frac{F}{S_k} = \frac{F}{\pi \left(\frac{d}{2}\right)^2}$$

Величина penetрації дорівнює зусиллю, яке необхідно прикласти до кінцевого робочого органу 2 (рис. 1.б), щоб він проник в продукт на певну глибину.

Експеримент проводили при температурах продукту 10-35 °С з інтервалом 5 °. Всі інші фактори залишалися незмінними.

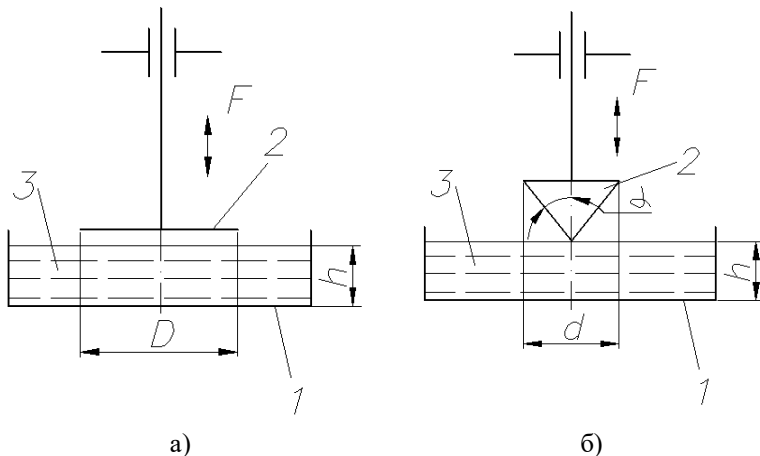


Рис. 1. Принципова схема приладу Instron: а) вимірювання адгезійної міцності; б) вимірювання пенетрації; 1- ємність; 2- робочий орган; 3- продукт;  $h$  – висота шару продукту, м;  $d$  – діаметр конуса, м;  $D$  – діаметр пластини, м

Результати досліджень зображені у вигляді діаграми на рисунку 2.

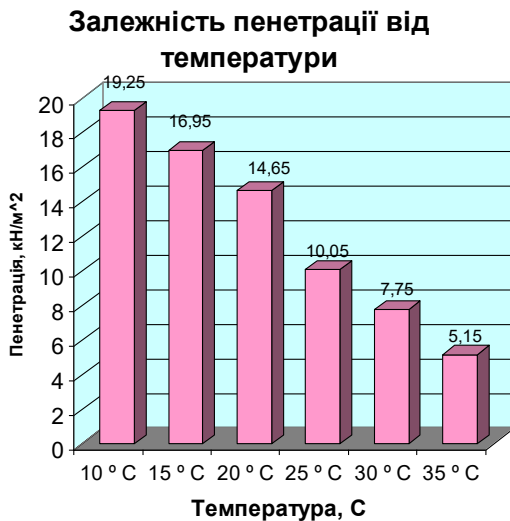


Рис. 2. Діаграма залежності пенетрації від температури продукту

Результати досліджень свідчать, що при зростанні температури адгезійна міцність теж збільшується, проте, досить повільно: при зростанні температури від 10 до 35 °С величина адгезійної міцності змінюється в межах 154,04 – 154,6 кН/м<sup>2</sup>, що становить лише на 0,2 %. Отже, можна зробити висновок, що з метою зменшення негативного впливу адгезійної міцності в технологічних процесах практично неможливо використовувати, як фактор, температуру.

Щодо величини пенетрації (рисунок 2), то з діаграми видно, що вона зі збільшенням температури – зменшується, а саме: при зростанні температури від 10 до 35 °С величина пенетрації зменшується в тричі. Залежність пенетрації від температури є близькою до лінійної.

Цю залежність в діапазоні температур від 10 до 35 °С можна представити в наступному вигляді:

$$F_n = -0,431(t - 48,71).$$

**Висновок.** Проаналізувавши результати дослідів, можна зробити висновок, що з метою зменшення негативного впливу адгезійної міцності в технологічних процесах, практично неможливо використовувати, як фактор, температуру. І одночасно, потрібно зауважити, що, зміна величини температури є ефективним способом для регулювання величини пенетрації.

#### Література

1. Храмцов А., Г. Молочная сыворотка.- М.: Агропромиздат, 1990. –342с.
2. Храмцов А.Г. Нестеренко П.Т. Безотходная технология в молочной промышленности - М.: Агропромиздат, 1989. - 279с.
3. М.Шинкарик, канд.техн.наук; В.Юкало, канд.хім.наук; О.Кравець. Вдосконалення лінії очистки сироватки / Вісник ТДТУ. - № 2. - 2005.
4. Деклараційний патент № 8062 на корисну модель «Фільтр для очищення сироватки від білка» Україна, №В01D35/28 / Шинкарик М.М., Кравець О.І. 10.01.2005. Опубліковано 15.07.2005. Бюл. №7.
5. Деклараційний патент № 22756 на корисну модель «Фільтр для відділення молочного білка від сироватки» Україна, №В01D35/28 / Шинкарик М.М., Кравець О.І. 20.12.2006. Опубліковано 25.04.2007. Бюл. №5.

*Рецензент д.т.н., проф. Б.М. Гевко*

Т.О. Кузьміна, д.т.н., Г.А. Тіхосова, к.т.н.  
Херсонський національний технічний університет

## **УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ОДЕРЖАННЯ ТРЕСТИ РОЗСТИЛАННЯМ ЛЛЯНОЇ СОЛОМИ**

*Обґрунтовано гіпотезу одержання лляного волокна, яка базується на розволокненні технічних комплексів волокон за рахунок зміни морфологічної структури та хімічного складу лляного волокна під дією нових композицій хімічних препаратів у процесі розстилу. Використання композиційних хімічних препаратів інтенсифікує видалення пектинових речовин і лігніну з технічних комплексів луб'яних волокон, прискорюючи руйнування зв'язків елементарних волокон з інкрустами під час розстилу.*

**Постановка проблеми.** Аналіз діяльності льнопереробної галузі за останнє десятиріччя свідчить, що якісні показники льноносировини і довгого волокна різко знизилися. Тому для отримання якісного волокна і тканин з нього необхідно поглиблене вивчення структури та основних хімічних особливостей луб'яної сировини, а також шляхів підвищення якості отримуваних трести і волокна.

Основними недоліками технології розстилання лляної соломи на льонищі є залежність процесу формування якісних показників трести від погодних умов під час вилежування, кількості мікроорганізмів на стеблах льону, нерівномірність відокремлюваності та міцності волокна за всією масою розісланого шару льноносоломи, велика тривалість технологічного процесу, що призводить до кількісних втрат трести, ураженої патогенними, гнильними мікроорганізмами [1-3].

Одним з можливих шляхів активізації процесу приготування трести, який використовується в Україні і за кордоном, є застосування обробки соломи перед розстиланням хімічними і ферментними препаратами. Після такої обробки спостерігається прискорення процесу перетворення соломи на тресту та підвищення якісних показників лляного волокна [3-6].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Попередні дослідження, проведені в Херсонському національному технічному університеті на кафедрах технічної хімії і харчових технологій та переробки, стандартизації і сертифікації сировини, показали, що

низка композиційних хімічних препаратів має позитивний вплив на перебіг технологічного процесу розстилання лляної соломи та якість отриманого волокна [6]. Але ці дослідження мали пошуковий характер і на їх основі неможливо спрогнозувати, які хімічні композиції впливають на ті чи інші властивості одержуваної трести та волокна. Ці дослідження були недостатньо методично сплановані, тому на основі їх результатів неможливо побудувати технологічний процес приготування трести таким чином, щоб забезпечити формування заданих властивостей льоноволокна на стадії розстилання.

Компоненти хімічних композицій препаратів було визначено на основі патентних та експериментальних досліджень Тіхосової Г.А., Ксенжук Н.І. та ін. [7], як хімічні сполуки, що мають найбільший вплив на інтенсивність мікробіологічного процесу перетворення лляної соломи в тресту, і таким чином регулюють термін розстилання.

Відомо, що в кислому середовищі при  $\text{pH} < 7$  пригнічується розвиток гнильних бактерій і стимулюється активність пектиноруйнівної мікрофлори [3,7]. Азотовмісні препарати також прискорюють розвиток пектиноруйнівної мікрофлори, яка відіграє позитивну роль в процесах розстилу, бо азоту, що міститься у соломі недостатньо для швидкого розвитку необхідної мікрофлори [3,5].

**Мета дослідження.** З метою зменшення впливу негативних факторів на процес перетворення лляної соломи в тресту на льоніщі в роботі запропоновано гіпотезу, що льоносолому перед розстилом необхідно обробляти такими хімічними препаратами, які здатні пригнічувати розвиток гнильних, патогенних грибів і бактерій, будуть сприяти рівномірному розподілу вологи та хімічних препаратів на стеблах льоносоломи і створювати живильне середовище для рівномірного та інтенсивного розвитку пектиноруйнівної мікрофлори, що в свою чергу збільшить її активність і покращить деструкцію деревинної частини стебел.

Мета роботи – розробити науково-обґрунтовану технологію отримання лляної трести і довгого волокна з використанням у процесі розстилу композиційних хімічних препаратів на основі фосфату карбаміду і поверхнево-активних речовин, що передбачає підвищення ступеня розволокнення, зменшення вмісту інкрустуючих речовин у тіпаному льоноволоконі і зниження терміну розстилання.

**Результати дослідження.** Для об'єктивного вибору кислот, що повинні застосовуватися для створення кислого середовища при розстилі, виявлено вплив розчинів оцтової, лимонної, сірчаної та

фосфорної кислот на фізико-механічні показники лляного волокна, одержаного з трести, обробленої вищезазначеними кислотами.

Зразки лляної соломи оброблялися розчинами кислот з концентраціями 0,5 г/л і розстилися на штучно створеній дослідній ділянці. Термін розстилення дорівнював 21 добі. Після розстилення визначалися відокремлюваність волокна від деревини, а також гнучкість і розривне навантаження виділеного волокна.

Аналіз зміни фізико-механічних властивостей лляного волокна, виділеного із трести після обробки лляної соломи різними органічними та неорганічними кислотами, вказує на те, що всі кислоти відповідним чином впливають на якість отриманого волокна, але найбільший позитивний ефект досягається внаслідок дії розчину фосфорної кислоти (табл. 1).

Таблиця 1. Вплив органічних і неорганічних кислот на фізико-механічні показники лляної трести та волокна

Назва кислот	Хімічна формула	Фізико-механічні показники		
		розривне навантаження, даН	гнучкість, мм	відокремлюваність, од.
Контроль	–	9,8	47,6	6,5
Оцтова	CH <sub>3</sub> COOH	14,1	50,1	6,6
Лимонна	C <sub>3</sub> H <sub>4</sub> (OH)(CO <sub>2</sub> H) <sub>3</sub>	16,3	53,4	6,7
Сірчана	H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	7,3	31,4	4,4
Фосфорна	H <sub>3</sub> PO <sub>4</sub>	16,7	64,5	7,6

Розривне навантаження волокна, одержаного із зразка соломи, обробленого цим розчином, в 1,7 раз перевищує розривне навантаження волокна у контрольному зразку, збільшується також його гнучкість і відокремлюваність.

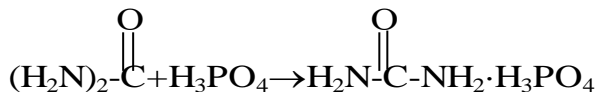
Обробка льоносоломи розчинами оцтової та лимонної кислот також позитивно впливає на фізико-механічні показники волокна, але вплив фосфорної кислоти найбільш значимий. Сірчана кислота має негативний вплив на якість волокна знижується його розривне навантаження, відокремлюваність і гнучкість порівняно з контрольним зразком. Отримане волокно грубе і лубоподібне.

Таким чином, найбільш придатною для обробки льоносоломки з усіх досліджених кислот є фосфорна.

Але для розвитку пектиноруйнівних грибів і бактерій фосфоровмісних сполук недостатньо. Крім того, відомо, що



фосфорна кислота – нестійка сполука. Однак вона має властивість утворювати стійкі солі при взаємодії з карбамідом [7]:



Фосфат карбаміду має слабокислі властивості, не пригнічує розвиток пектиноруйнівної мікрофлори і повністю інгібує гнильні мікроорганізми. З метою вибору оптимальної концентрації фосфату карбаміду для обробки льоносоломи досліджувався вплив фосфату карбаміду в діапазоні концентрацій 0,4 – 0,9 г/л на фізико-механічні показники лляного волокна, одержаного з трести після 21 доби вилежування. Результати дослідження відокремлюваності волокна під впливом фосфату карбаміду подано на рис. 1.

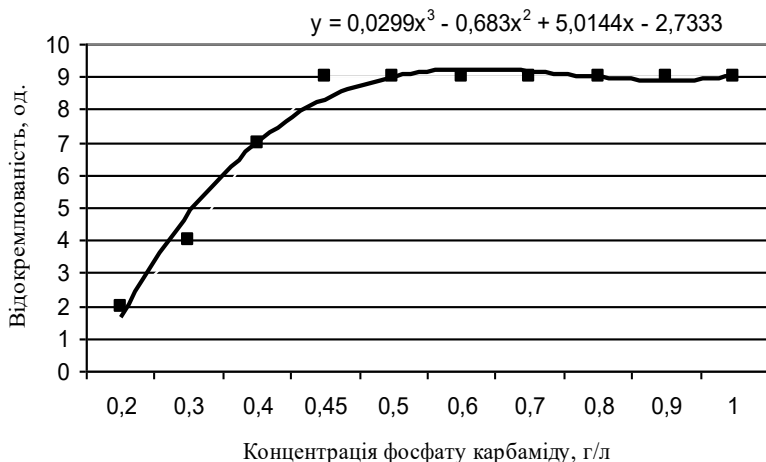


Рис. 1. Залежність відокремлюваності волокна від концентрації фосфату карбаміду

З графічної інтерпретації результатів досліджень, видно, що апроксимовані криві мають чітко виражену зону оптимуму при концентраціях 0,45 – 0,65 г/л.

Подальше підвищення концентрації понад 0,5 г/л є економічно не вигідним, тому що при збільшенні концентрації не спостерігаються позитивні зміни фізико-механічних показників волокна.

Для збільшення проникної дії фосфату карбаміду в стебла льоносоломи і рівномірного його розподілу за всією масою сировини

необхідно застосовувати фосфат карбаміду в композиціях з поверхнево-активними речовинами (ПАР), які знижують поверхневий натяг розчинів, сприяють рівномірному розподілу їх в льоносоломі, збільшують глибину проникнення фосфату карбаміду всередину стебел льоносоломи [7,8]. З метою об'єктивного вибору поверхнево-активних речовин для дослідження було використано різні класи ПАР: аніонактивні препарати натрієву сіль додецилбензолсульфо кислоти, натрієву сіль додецилдіоксіетилсульфо кислоти, оксіетильований нонілфенол АФ 9-10, амфолітний препарат циклімід.

Зразки лляної соломи оброблялися розчинами поверхнево-активних речовин з концентраціями 0,1 г/л та розстилялися на льоничі. Термін розстиляння дорівнював 21 добі. Після розстиляння у зразках трести визначалися відокремлюваність волокна від деревини, гнучкість і розривне навантаження волокна. Результати зведені в таблицю 2.

Таблиця 2. Вплив поверхнево-активних речовин на фізико-механічні показники лляного волокна

Назва поверхнево-активних речовин	Фізико-механічні показники волокна		
	розривне навантаження, даН	гнучкість, мм	відокремлюваність, од.
Контроль	9,8	47,6	6,5
Натрієва сіль додецилбензолсульфо кислоти	10,8	46,7	4,8
Оксіетильований нонілфенол АФ 9-10	19,3	75,4	7,0
Натрієва сіль додецилдіоксіетилсульфо кислоти	13,1	65,3	6,4
Циклімід	10,1	43,4	5,0

Дані, наведені в табл. 2, свідчать про те, що найкращі фізико-механічні показники трести досягаються при обробці лляної соломи неіоногенним препаратом оксіетильованим нонілфенолом АФ 9-10.

Обробка льоносоломи амфолітним поверхнево-активним препаратом негативно вплинула на фізико-механічні показники трести та волокна: знизилась відокремлюваність і гнучкість порівняно з контрольним варіантом.

Виходячи з результатів дослідження впливу органічних та неорганічних кислот і поверхнево-активних речовин на фізико-механічні властивості трести, було розроблено рецептуру трьох хімічних композиційних препаратів для обробки льоносоломи перед розстиланням з метою одержання однотипної трести та підвищення якості волокна. Рецептура хімічних композиційних препаратів включає такі компоненти:

- перший композиційний препарат – фосфат карбаміду – 20 %, натрієва сіль додецилбензолсульфокислоти – 10 %, вода – 70 %;
- другий композиційний препарат – фосфат карбаміду – 20 %, натрієва сіль додецилдіоксіетилсульфокислоти – 10 %, вода – 70 %;
- третій композиційний препарат – фосфат карбаміду – 20 %, оксіетильований нонілфенол АФ 9-10 – 10 %, вода – 70 %.

Композиційні препарати, рецептуру яких наведено вище, використовувалися в подальших дослідженнях. Це пов'язано з гідротропною дією фосфату карбаміду на інкрустуючі речовини лляного волокна і створенням сприятливого середовища для перебігу необхідних перетворень у структурі волокна льону.

Аналіз результатів дослідження волокна, отриманого із сланкої трести, свідчить, що внаслідок обробки льоносоломи хімічними композиційними препаратами одержують волокно більш тонкої структури з достатньо низькими значеннями показників масодовжини і лінійної густини довгого волокна, яке може бути використане для виготовлення більш тонкої пряжі [8].

Важливо також дослідити вплив хімічних композиційних препаратів не тільки на фізико-механічні показники волокна, але й на його хімічний склад.

Для визначення зміни вмісту лігніну в лляних матеріалах різних способів обробки використано метод ультрафіолетової спектроскопії, який запропоновано застосовувати під час подібних досліджень російськими вченими Чешковою А.В., Шибашовою С.Ю. і Кузьмінім А.П. (Іванівський державний хіміко-технологічний університет) [9]. За результатами досліджень отримано УФ-спектри діоксанових екстрактів лляного волокна, виділеного з трести після розстилу (рис. 2).

Отримані результати (рис. 2) свідчать, що зниження інтенсивності поглинання за всією довжиною спектра відбувається при 280 – 290 нм, і відповідає поглинанню групвань ароматичної природи, а також при характеристичній смузі поглинання 320 – 330 нм, яка відповідає хромоформній системі сполуки (рис. 2). Це свідчить

про зниження вмісту лігніну під впливом композиційних хімічних препаратів, що використовувалися при розстилі соломи.

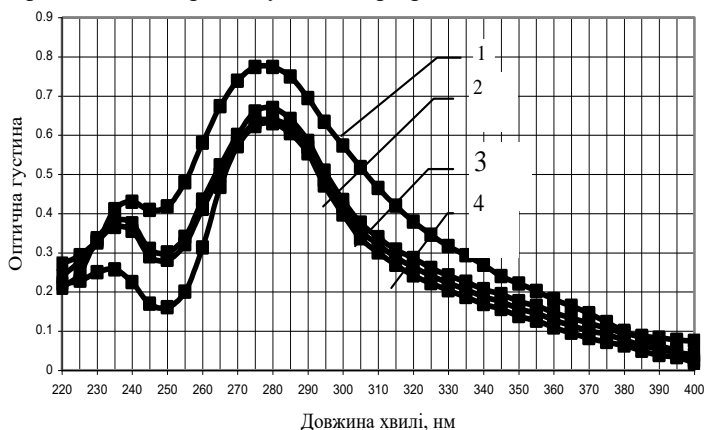


Рис. 2. Ультрафіолетові спектри діоксанових екстрактів довгого волокна льону, виділеного з трести після розстилу: 1 – контрольний варіант; 2 – після обробки композицією на основі фосфату карбаміду та додецилдіоксіетилсульфокислоти; 3 – після обробки композицією на основі фосфату карбаміду та додецилбензолсульфокислоти; 4 – після обробки композицією на основі фосфату карбаміду та оксіетильованого нонілфенолу АФ 9-10

Треба зазначити, що композиційні препарати з аніоактивними ПАР додецилбензолсульфокислота і оксіетильований нонілфенол АФ 9-10 мають найвищу змочувальну здатність та екологічну безпечність серед досліджуваних ПАР. Для них характерна ароматична поверхня сполученої системи хімічних зв'язків молекулярної структури, яка має спорідненість до молекул лігніну, що сприяє підвищенню ступеня його видалення під час розстилання.

Проведено також кількісний аналіз з визначення вмісту основних компонентів у лляному волокні, одержаному після розстилу із застосуванням композиційних хімічних препаратів. Результати кількісного аналізу хімічного складу лляного волокна наведено у табл. 2. Визначення вмісту целюлози, лігніну та пектинових речовин здійснювали за загальноприйнятими методиками [11].

Вивчення хімічного складу льоноволокна, одержаного за різними варіантами досліджень, показує, що найбільший вміст целюлозного компонента має волокно, виділене із трести, отриманої при розстиланні соломи, обробленої хімічним композиційним препаратом на основі фосфату карбаміду та нонілфенолу АФ 9-10 (табл. 3).

Таблиця 3. Хімічний склад лляного волокна, одержаного за різними варіантами досліджень

Варіанти досліджень	Склад компонентів, %		
	целюлоза	лігнін	пектинові речовини
1. Довге волокно, контрольний варіант	70,64	5,37	4,62
2. Довге волокно, отримане після обробки соломи композицією на основі фосфату карбаміду та додецилдіоксіетилсульфокислоти	71,65	4,78	4,41
3. Довге волокно, отримане після обробки соломи композицією на основі фосфату карбаміду та оксіетильованого нонілфенолу АФ 9-10	75,90	4,54	3,80
4. Довге волокно, отримане після обробки соломи композицією на основі фосфату карбаміду та додецилбензолсульфокислоти	73,45	4,56	3,90

У попередніх дослідженнях виявлено вплив комплексних хімічних препаратів на основі фосфату карбаміду та поверхнево-активних речовин на підвищення розволокнення технічних комплексів лляного волокна під час розстилу соломи за рахунок зниження вмісту інкрустуючих речовин. Це підтверджено кількісним аналізом хімічного складу різних лляних продуктів та ультрафіолетових спектрів діоксанової фракції лігніну.

Представляє інтерес інформація про структурні зміни лляного волокна на різних стадіях переробки, оскільки структура комплексного лляного волокна багато в чому обумовлює його технічні властивості, такі як міцність, довжина, тонина, колір, гнучкість, капілярність тощо [10]. Тому в роботі було проведено дослідження мікрорізів різних типів лляних волокон для підтвердження висновків щодо морфологічних змін в їх структурі.

Для порівняльної оцінки ступеня розволокнення волокон, отриманих із застосуванням різних способів механічної та фізико-хімічної обробки, використано методику, розроблену Ордіною Н.А. [10], за якою під мікроскопом підраховують кількість одиничних елементарних волокон і волокон у групах в усіх технічних волокнах. За результатами підрахунків побудовано графічне зображення розподілу волокон за групами.

При отриманні тіпаного льону з використанням хімічних композицій при розстиллі лляної соломи у волокнистих пучках спостерігається помітно більша елементаризація. Це свідчить, що розпад пектинових речовин і лігніну відбувається досить інтенсивно. Криві розподілу елементарних волокон у групах для тіпаного волокна наведено на рис. 3.



Рис. 3. Криві розподілу, що характеризують тіпане лляне волокно: 1 – льон тіпаний (контрольний зразок); 2 – льон тіпаний, отриманий після обробки соломи композицією з натрієвою сіллю додецилбензолсульфокислоти – 0,7 г/л; 3 – льон тіпаний, отриманий після обробки соломи композицією з оксіетильованим нонілфенолом АФ 9-10 – 0,7 г/л; 4 – льон тіпаний, отриманий після обробки соломи композицією з натрієвою сіллю додецилдіоксіетилсульфокислоти – 0,7 г/л.

Аналіз рис. 3 свідчить, що при отриманні тіпаного льону з використанням хімічних композицій найкращий результат за розволокненням показала композиція з фосфатом карбаміду – 20 %, оксіетильованим нонілфенолом АФ 9-10 – 10 %, вода – 70 %. Як видно, технічні волокна складаються в основному з 11 – 15 елементарних волокон (крива 3) проти 20 у контрольному зразку (крива 1). Докладно результати мікро структурного аналізу зразків різних типів лляного волокна викладено у матеріалі статті [10]. До того ж у процесі розстилу волокно збагачується мікроорганізмами, які здатні при сприятливих умовах руйнувати целюлозу, а композиційні препарати на основі фосфату карбаміду й ПАР здатні пригнічувати розвиток гнильних, патогенних бактерій і грибів. Це сприяє створенню живильного середовища для рівномірного та інтенсивного розвитку пектиноруйнівної мікрофлори, а для целюлози ці препарати виступають як консерванти при зберіганні, навіть при підвищеній вологості, що підтверджено результатами мікробіологічного аналізу [7,11].

Таким чином, у результаті обробки лляної соломи хімічними композиційними препаратами на основі фосфату карбаміду та неіоногенних чи аніоноактивних поверхнево-активних речовин досягається достатньо високий ступінь очищення лляного волокна від супутників целюлози – пектинових речовин і лігніну. Тому ці композиційні препарати було використано для інтенсифікації процесу розстилу.

У зв'язку з вищевикладеним, треба зазначити, що у разі застосування технології обробки лляної трести під час розстилу хімічними композиційними препаратами, з метою отримання трести з найбільшим виходом волокна, у скорочені строки та з іншими якісними показниками відповідно до вимог діючих нормативних документів, необхідно застосовувати оксіетильований нонілфенол АФ 9-10 та натрієву сіль додецилбензолсульфокислоти. Проведено виробничі випробування одержання трести за розробленою технологією.

**Висновки.** 1. Запропоновано для підвищення якості льоноволокна здійснювати обробку лляної сировини перед розстиланням композиційними хімічними препаратами на основі фосфату карбаміду та поверхнево-активних речовин.

2. Визначено позитивну динаміку зміни вмісту інкрустуваних речовин у лляних матеріалах в процесі отримання трести розстиланням лляної соломи, що обумовлено гідротропною дією препаратів на супутники целюлози.

3. За результатами комплексного дослідження змін морфологічної структури та хімічного складу лляного волокна обґрунтовано доцільність використання хімічних композиційних препаратів на основі фосфату карбаміду та поверхнево-активних речовин у процесах отримання довгого волокна, причому найкращі фізико-механічні показники трести та волокна спостерігаються при використанні композиції: фосфат карбаміду – 20 %, оксіетильований нонілфенол АФ 9-10 – 10 %, вода – 70 % концентрацією 0,4 г/л і терміном розстигання 14 діб.

4. Розроблено рекомендації виробництву для забезпечення інтенсифікації процесу отримання лляної трести і підвищення якості волокна.

#### Література

1. Карпеч І.П., Скляничук В.М. Як підвищити якість і схоронність льнопродукції: Монографія. – К.: Урожай, 1986. – 124 с.

2. Варенье Г.М. Совершенствование приемов послеуборочной обработки льна-долгунца: Автореф. дис. ...канд с-х. наук: 05.05.04 /УСГА. – К., 1992. – 23 с.

3. Хилевич В.С., Мокринский В.М. Интенсификация вылежки льняной соломы с применением аммиакосодержащих соединений //Аммонийно-карбонатные соединения и регуляторы роста растений в сельском хозяйстве: Сб. науч. тр. – К.: Наукова думка, 1995. – С. 86–92.

4. Пашин Е.Л., Савинова В.И., Мухин В.В. Совершенствование технологии получения стланцевой льняной тресты. – Кострома: ВНИИЛК, 2004. – 75 с.

5. Степанова Н.В. Приготовление льняной тресты способом росной мочки с применением химических реагентов. Льноводство: реалии и перспективы: Сб. науч. материалов международной научно-практической конференции на РУП «Институт льна» 25-27 июня 2008. – Могилев, 2008. – С. 287-294.

6. Gunnar Henriksson, Danny E. Akin, Richard T. Hanlin, Carmen Rodriguez, Douglas D. Archibald, Luanne L. Rigsby, Karl-Erik L. Eriksson Identification and Retting Efficiencies of Fungi Isolated from Dew-Retted Flax in the United States and Europe // Applied and Environmental Microbiology, Oct. 1997. – Vol. 63. – No. 10. – p. 3950–3956.

7. Тіхосова Г.А. Технологія одержання однотипної трести розстиганням лляної соломи: Дис. ... канд техн. наук: 05.18.03. – Херсон, 2003. – 120 с.



8. Кузьміна Т.О., Тіхосова Г.А., Ксенжук Н.І. Формування фізико-механічних властивостей льоноволокна у процесі розстилу // Легка промисловість. – 2005. – № 2. – С. 56–57.

9. Чешкова А.В., Кузьмін А.П., Пискарева І.Л. Экотехнология беления льносодержащих текстильных материалов // Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности. – 2004. – № 1 (276). – С. 52–56.

10. Кузьміна Т.О., Рудакова Г.В. Оцінка ступеня розщепленості лляного волокна методом світлової мікроскопії // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2007. – № 3/4 (27). – С. 26–30.

11. Кузьміна Т.О. Развитие теории і технологии одержання модифікованих лляних волокон функціонального призначення: Дис. ... д-ра. техн. наук: 05.18.01. – Херсон, 2008. – 484 с.

УДК 621.928.9

В.П. Куц, к.т. н.

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

### **ПРО ЗАСТОСУВАННЯ ПИЛОВЛОВЛЮВАЧІВ З ЖАЛЮЗІЙНИМ ВІДВОДОМ ПОВІТРЯ**

*Викладається суть методик визначення економічної ефективності використання пиловловлюючого обладнання, зокрема для трьох типів створених за задумом автора відцентрово-інерційних пиловловлювачів з жалюзійним відводом повітря.*

**Постановка проблеми.** Як і для інших типів нового обладнання, тривалість впровадження у виробництво нових зразків пиловловлюючого обладнання залежить не лише від його технічних показників – ефективності пиловловлювання і гідравлічного опору, - але, в значній мірі, і від наявності зручної методики розрахунку його розмірів і технічних показників. Наявність такої методики дає можливість вже на стадії проектування оцінити доцільність використання його в тих умовах, які будуть обумовлені видом виробництва.

Складовою частиною такої методики обов'язково повинна бути методика розрахунку економічної ефективності застосування цього обладнання. Саме при розробці цієї методики найчастіше

зустрічаються з труднощами, обумовленими відсутністю єдиного підходу до оцінки тих позитивних факторів, які можуть бути досягнуті за рахунок застосування цього обладнання. Ще однією особливістю, що ускладнює розрахунки, є те, що в більшості випадків воно, як правило є неприбутковим, використання вловленого продукту лише частково покриває затрати на його виготовлення і експлуатацію.

**Аналіз останніх досягнень і публікацій.** Хоч підхід до визначення техніко-економічних показників пилоочисного обладнання у різних авторів різний [1-3], однак всі вони сходяться в тому, що сучасні газоочисні системи коштують дорого – від 10 до 40-50% вартості обладнання основного виробництва. А використання рекомендованих для більшості видів обладнання формул для визначення економічного ефекту від проведення заходів з охорони повітря не у всіх випадках може бути оправданим через недоврахування всіх статей шкоди, що наноситься господарству до проведення заходів. Так, наприклад, якщо скористатися формулами для визначення економічного ефекту і терміну окупності капітальних вкладень в заходи з охорони повітря, рекомендованими авторами [4], то неважко побачити, що із-за можливого недоврахування всіх статей шкоди, величина економічного ефекту може бути від'ємною.

Недосконалою є і методика, викладена [5]. В цій методиці дається орієнтовна диференціація викидів за шкідливістю їх дії, що охоплює чи не соту частку всіх викидів промисловості, в ній не врахований той фактор, що багато викидів мають обширний і складний комплекс властивостей, які необхідно враховувати.

**Мета роботи** – викладення основ методик для визначення економічної ефективності використання створених за задумом автора трьох типів відцентрово-інерційних пиловловлювачів з жалюзійним відводом повітря [6-8].

**Результати досліджень.** Позитивні результати експериментальних досліджень жалюзійно-вихрового пиловловлювача [6] на стандартному кварцовому пилу і на пилах, що утворюються в реальних умовах виробництв, наявність зручної методики розрахунку його розмірів і технічних показників в значній мірі сприяли його швидкому промислового використанню. Апарати такого типу знайшли застосування, як перший ступінь очистки в установці для вловлювання вугільного та коксового пилу на коксортувальній дільниці коксохімічного комбінату і для вловлювання пилу з кільцевої тунельної печі цегельного заводу.

Оскільки на першому підприємстві передбачалась заміна діючого циклона ЦН-24 жалюзійно-вихровим пиловловлювачем такої ж продуктивності, то порівняльний техніко-економічний розрахунок найдоцільніше було провести за приведеними затратами двох систем пилоочистки: діючої і нової, яка передбачається для заміни діючої

$$E_n = (B_1 + HK_1) - (B_2 + HK_2), \quad (1)$$

де  $E_n$  - економічний ефект, грн.;  $B_1$  і  $B_2$  - експлуатаційні затрати систем, грн.;  $H$  - нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень;  $K_1$  і  $K_2$  - капітальні вкладення систем, грн.

При розрахунках приймалися до уваги такі статті затрат: вартість обладнання; норма амортизації; інші витрати; норма часу; потужність електродвигуна вентилятора; вартість 1 кВт•год електроенергії; коефіцієнт використання потужності; розряд робіт; тарифна ставка; витрати на ремонт і експлуатацію обладнання за 1 год.

Крім того, при розрахунках були прийняті такі допущення: не враховувались габаритні розміри вентиляційного устаткування і електродвигунів, а також затрати на монтаж підвідних повітропроводів; вловлюваний пиловловлювачем пил у виробництво не вертався, і його вартість в рахунок не входила; періоди зупинок на поточний і капітальний ремонт для пиловловлювачів однакові.

Конкретизувались і деякі інші фактори, пов'язанні із обсягами виробництва і його специфікою, наприклад, такі: продуктивність дільниці по коксу; режим роботи обладнання; кількість робочих днів і часу на ремонт і огляд; додаткова зарплата обслуговуючого персоналу; відрахування на соцстрах.

Розрахований за цією методикою річний економічний ефект для вказаного виробництва склав 82250 грн. Безумовно, що за рахунок підвищення ефективності пиловловлювання покращується санітарно-гігієнічні умови праці обслуговуючого персоналу, зменшується шкідливий вплив на навколишнє середовище. Однак оцінити ці фактори кількісно ця методика не дозволяє.

Досконалішою є методика визначення економічного ефекту, який досягається при впровадженні нового пилоочисного обладнання, запропонована в [9]. В ній ефект, який досягається, оцінюється не за ступенем очистки  $\eta$ , а за ступенем недоочистки  $\eta^I$ , тобто за залишковим викидом  $\eta^I = 1 - \eta$ . В такому випадку перевага нового обладнання в порівнянні з обладнанням-аналогом виражається формулою

$$E_{\phi} = \frac{(ПЗ)_2}{\eta'_2} - \frac{(ПЗ)_1}{\eta'_1}, \quad (2)$$

де  $E_{\phi}$  – економічний ефект, грн./рік;  $(ПЗ)_1$  і  $(ПЗ)_2$  - приведенні затрати в аналізі і в новому обладнанні, грн./рік;  $\eta'_2$  і  $\eta'_1$  - ступінь недовловлювання в аналізі і в новому обладнанні.

Тому ця методика була застосована для оцінки економічного ефекту від впровадження у виробництво двох наступних конструкцій пиловловлювачів з жалюзійним відводом повітря [7] і [8].

Список базових показників для розрахунків за цією методикою прийнятий в інституті Гіпрогазоочистка і його філіях, включає такі показники: річний режим роботи, год/рік; річний об'єм газу, який очищується, тис. м<sup>3</sup> /рік; початковий вміст домішок, що вловлюються, г/м<sup>3</sup>; кінцевий вміст домішок, що вловлюються, г/м<sup>3</sup>; ступінь очистки, %; ступінь недоочистки до 100%, %; кошторисна вартість будівництва, в тому числі вартість будівельно-монтажних робіт, тис. грн.; собівартість очистки 1000 м<sup>3</sup> газу, грн./тис. м<sup>3</sup>; чисельність обслуговуючого персоналу, чол./год; термін окупності капітальних вкладень, рік; річна потреба в енергоресурсах (електроенергія, тис. кВт·год; пара, тис. т.; стиснене повітря, тис.м<sup>3</sup> при тиску МПа); трудомісткість будівництва, чол.-дні; витрати основних матеріалів (сталь, т; цемент, т; лісоматеріали, м<sup>3</sup>); рівень амортизації виробництва, %; основні апарати газоочистки (тип, марка, кількість).

Базові показники визначаються на основі аналога, приведеного в додатний для порівняння вигляд, причому показники аналога множаться на коефіцієнт прогресивності (1,1-1,3), який враховує відставання аналога від сучасного рівня розвитку газоочисної техніки.

За цією методикою був визначений економічний ефект від впровадження батарейного циклона з жалюзійними елементами [7] на двох підприємствах і циклона з ступеневим відведенням пилу [8] також на двох підприємствах.

**Висновки.** Хоч застосовані для визначення економічної ефективності від впровадження запропонованих пиловловлювачів методики також не в повній мірі враховують всі вигоди від застосування двох апаратів, все ж вони можуть бути рекомендовані для пиловловлювачів такого типу. Вони можуть стати основою для створення ширшої, універсальної методики, в якій будуть відображені всі складові користі від застосування пиловловлюючого обладнання.

## Література

1. Швец Н.М. Технично-економічне дослідження схем очищення газів від пилу в чорній металургії: Експрес-інформація. – М., 1967. - Сер. 2. - Вип. 1. – 16 с.
2. Бродський Ю.Н. Сучасні методи очищення димових газів від сернистого ангідриду і їх економіка. – М.: ЦНИИТЭНЕФТЕХИМ, 1973. – 58 с.
3. Бережинський А.И., Хомутильников П.С. Утилізація, охолодження і очищення конвекторних газів. – М.: Металлургія, 1967. – 216 с.
4. Економіка обезвредження газових викидів. - М.: НИИТЕХИМ. - №6(25). - 1979. – 26 с.
5. Временная типовая методика определения экономической эффективности осуществления природоохранных мероприятий и оценки ущерба, причиняемого народному хозяйству загрязнением окружающей среды. – Л.: Гидрометеиздат, 1986. – 15 с.
6. Пат. 23900 Україна, 6В04 С3/06. Жалюзійно-вихровий пиловловлювач / Куц В.П., Каспрук В.Б., Плєскун М.І. – Заявл. 24.06.96; Опубл. 30.03.98; Промислова власність №4. -2 с.
7. Пат. 59139А Україна, 7В04 С3/06. Батарейний циклон з жалюзійними елементами / Куц В.П., Ярош Я.Д., Марціяш О.М. Заявл. 24.02.03; Опубл. 15.08.03; Бюл. №8. - 2 с.
8. Пат. 62320А Україна, 7В04 С3/06. Циклон підвищеної ефективності із ступеневим відведенням твердої фази / Куц В.П., Марціяш О.М., Ярош Я.Д. Заявл. 20.03.03; Опубл. 15.12.03; Бюл. №12. -2 с.
9. Белевицкий А.Н. Проектирование газоочистительных сооружений. – Л.: Химия, 1990. – 288 с.

*Рецензент д.т.н., проф. З.Ю. Мазяк*

А.С. Лімонт, к.т.н.

Житомирський національний агроєкологічний університет

## ТЕХНОЛОГІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ОПТИМАЛЬНОЇ ТРИВАЛОСТІ СІВБИ ЛЬОНУ-ДОВГУНЦЯ

*В реальних умовах функціонування сільськогосподарських підприємств та машинно-тракторних парків досліджені урожайність льону-довгунця та тривалість його сівби. Висвітлено зміну урожайності насіння і волокна культури залежно від рівня сівби її в оптимальний агротехнічний строк.*

**Постановка проблеми.** Первинна переробка льону безпосередньо в підприємствах, що здійснюють його вирощування, є важливою передумовою забезпечення працевлаштування населення та прибутковості льонарства. У питаннях прибуткового виробництва льону-довгунця чільне місце займає його урожайність, яка крім інших факторів залежить від тривалості виконання механізованих робіт і в тому числі сівби. Порушення тривалості виконання сівби у визначені агротехнічні строки супроводжується втратою урожаю, що повинно враховуватися при опрацюванні інноваційної моделі технології вирощування льону-довгунця. Проте дотепер не виявлені кількісні закономірності цих втрат стосовно виконання вказаної технологічної операції. В запропонованому повідомленні зроблена спроба з'ясувати деякі з питань проблеми оцінювання тривалості сівби льону-довгунця в польському регіоні України.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** В комплексі механізованих робіт і операцій з вирощування сільськогосподарських культур важливе місце займає сівба. У праці [1] проф. Ю.К. Кіртбая рекомендована тривалість сівби льону-довгунця в Нечорноземній зоні впродовж 6 днів. За даними, що наведені у книзі [2], із збільшенням тривалості сівби від початку до її завершення на 20 днів урожайність льону-довгунця (не вказано насіння чи волокна) зменшується на 20%.

З посиланням на УНДІМЕСГ (тепер ННЦ «ІМЕСГ» УААН) у праці [3] та у Нормативах [4] вказано, що оптимальна агротехнічна тривалість сівби льону-довгунця становить 4 дні. В інших Нормативах [5] оптимальна агротехнічна тривалість виконання сівби льону-довгунця визначена як 3 робочих дні.

У працях проф. Ю.К. Кіртбая [1], Ю.І. Ковтуна [6] і Р.Ш. Хабатова [7] наведені графіки зміни урожайності деяких

сільськогосподарських культур залежно від тривалості їх сівби. Наведені криві нагадують параболічні залежності другого та вищого порядків або відповідні поліномні залежності. Криві розподілу календарних строків виконання низки сільськогосподарських робіт у тому числі і сівби деяких культур стосовно підприємств Степу України наведені у працях [1, 8].

Задачі з визначення оптимальної тривалості виконання сільськогосподарських робіт на підставі відповідних досліджень розв'язував проф. Ю.К. Кіртбая [1]. У визначені ним математичні залежності крім інших параметрів входить коефіцієнт урахування втрат урожаю (в частках) внаслідок подовження строків виконання робіт від оптимальних на одиницю часу (добу). Чисельні значення цього коефіцієнта на сівбі деяких сільськогосподарських культур (крім льону-довгунця) коливаються в межах 0,001...0,018.

Значення коефіцієнта урахування втрат урожаю на сівбі деяких культур (крім льону-довгунця) у Лісостепу Південного Уралу (0,0004...0,0009 часток/год) та в умовах України (0,003191...0,0176 часток/день) наведені відповідно у працях В.Д. Саклакова і М.П. Сергєєва [9] та Р.Ш. Хабатова [7], а у праці [10] вказано на важливість урахування почасових параметрів при визначенні технічної забезпеченості підприємств.

У працях [10, 11] втрати урожаю внаслідок відхилення строків виконання робіт на 1 год від оптимальних оцінюють за допомогою коефіцієнта своєчасності. За працею [11] стосовно сівби значення коефіцієнта своєчасності становить 0,0003 часток/год. Деякі дослідники [9, 10] наводять значення коефіцієнтів своєчасності, що одержані американським вченим Д. Хантом, за яким для сівби окремих культур цей показник коливається в межах 0,0003...0,001 часток/год.

Проф. Д.Н. Саакян [2] на підставі логічних міркувань з використанням елементів математичного аналізу показав, що зміна втрат урожаю залежно від тривалості виконання робіт описується рівнянням симетричної чи несиметричної параболі.

На важливість вивчення впливу терміну виконання окремих операцій на коефіцієнт реалізації біологічного потенціалу сільськогосподарських культур вказує проф. В.І. Пастухов [12]. Дотримання вимог агротехніки щодо оптимізації агрофізичних властивостей ґрунту, на які вказує проф. В.Ф. Пащенко [13], може бути забезпечене за умови виконання посівних робіт у визначені строки за їх тривалістю.

З наведеного огляду досліджень і публікацій видно, що питання визначення урожайності насіння і волокна льону-довгунця залежно від тривалості виконання посівних робіт поки що остаточно не з'ясоване.

**Мета дослідження** полягала у пошуку закономірностей зміни урожайності льонопродукції залежно від інтенсивності виконання посівних робіт. Завдання дослідження: виявити якісну залежність та з'ясувати кількісну зміну урожайності насіння і волокна льону-довгунця залежно від рівня виконання сівби культури в оптимальний агротехнічний строк.

**Об'єкт та методика досліджень.** Об'єктом дослідження були урожайність насіння і волокна льону-довгунця та тривалість сівби культури в реальних умовах функціонування сільськогосподарських підприємств та використання машинно-тракторного парку (МТП). Рівень виконання сівби льону-довгунця в оптимальний агротехнічний строк, що є одним з показників оцінювання використання МТП [8, 14, 15], визначали як відношення фактично виконаного обсягу посівних робіт впродовж оптимальної агротехнічної тривалості їх виконання до загального планового обсягу вказаних робіт [16]. Вихідні дані вибирали з інформації, що наводилася у статистичній звітності підприємств (форми № 3-сг, № 4-сг і № 29-сг) та матеріалах біжучого господарського обліку механізованих робіт. За оптимальну агротехнічну тривалість сівби льону-довгунця прийнято 4 робочі дні.

Обробка зібраного і опрацьованого статистичного матеріалу здійснена з використанням кореляційно-регресійного та дисперсійного аналізів [17, 18].

**Результати досліджень.** З використанням вихідних і опрацьованих даних були складені два двомірні варіаційні ряди, що включали кожен по 52 пари чисельних значень факторіальної ознаки (рівень сівби льону-довгунця в оптимальний агротехнічний строк) та результативних ознак («урожайність насіння» і «урожайність волокна»). На підставі двомірних варіаційних рядів будували відповідні кореляційні таблиці з розподілами за частотами чисельних значень досліджуваних ознак. Класовий інтервал факторіальної ознаки становив 0,12, а урожайності насіння і волокна відповідно 1,13 і 2,17 ц/га. Факторіальна і результативні ознаки були розчленовані на п'ять груп (класів) кожна. Для відповідних груп і середньогрупових значень рівнів сівби льону-довгунця в оптимальний агротехнічний строк розраховували середні зважені урожайності насіння і волокна культури.



Рівень виконання сівби льону-довгунця в оптимальний агротехнічний строк варіював в межах 0,38...0,97. При цьому середнє арифметичне значення і середнє квадратичне відхилення цього рівня були відповідно 0,59 і 0,14, а коефіцієнт варіації становив 23,7%. Розподіл характеризувався додатною асиметрією 0,79 і від'ємним ексцесом 0,33. Відношення цих показників до своїх середніх квадратичних відхилень мали значення відповідно 2,32 і 0,48. Тому гіпотезу про нормальність розподілу рівня виконання сівби льону-довгунця в оптимальний агротехнічний строк слід вважати такою, що узгоджується з експериментальними даними.

Урожайність насіння змінювалася в межах 0,96...6,60 ц/га. Емпірична крива розподілу цієї ознаки зрушена в бік зменшених урожайностей, модальне і середнє значення якої становили відповідно 1,52 і 2,50 ц/га. Оскільки середнє значення розподілу перевищує моду, то це свідчить про додатну його асиметричність, показник якої за розрахунками становив 0,77. Досліджуваний розподіл характеризувався додатним ексцесом 1,06. Відношення показників асиметрії і ексцесу до визначених середніх квадратичних відхилень становили відповідно 2,27 і 1,57. Середнє квадратичне відхилення і коефіцієнт варіації урожайності насіння дорівнювали відповідно 1,06 ц/га і 42,4%. За визначеними показниками асиметричності і ексцесивності емпіричного розподілу доходимо висновку про незначущість його відхилення від нормального.

Урожайність волокна коливалася в межах 1,96...12,80 ц/га за середнього арифметичного значення 6,00 ц/га і середнього квадратичного відхилення 3,07 ц/га та коефіцієнта варіації 51,2%. Довга і полога вітка емпіричного розподілу розміщувалася праворуч моди, яка дорівнювала 3,04 ц/га, що є ознакою додатної асиметричності. За розрахунками додатна асиметрія дорівнювала 0,64, а ексцес мав від'ємне значення 0,88 з відношенням вказаних показників до середніх квадратичних відхилень відповідно 1,89 і 1,30. Чисельні значення визначених відношень дозволяють стверджувати про неістотність відхилення емпіричного розподілу урожайності волокна від нормального.

З використанням опрацьованих кореляційних таблиць визначений статистичний зв'язок між досліджуваними ознаками. Зв'язок між рівнем виконання сівби льону-довгунця в оптимальний агротехнічний строк і урожайністю насіння визначає додатний коефіцієнт кореляції 0,685 та кореляційне відношення 0,777, а між тією ж факторіальною ознакою і урожайністю волокна відповідно – 0,610 і 0,739. Додатне значення коефіцієнта кореляції свідчить про

зростання урожайності льнопродукції з підвищенням рівня виконання сівби льону-довгунця в оптимальний агротехнічний строк. Для з'ясування характеру зв'язку між досліджуваними ознаками здійснили перевірку лінійності відповідних функцій регресії за визначеними коефіцієнтами кореляції з використанням  $t$ -критерію Стьюдента. Розрахунки показали, що спос-тережувані  $t$ -критерії для залежностей «рівень виконання сівби – урожайність насіння» та «рівень виконання сівби – урожайність волокна» становили відповідно 1,63 і 1,33. За таблицями квантилів розподілу Стьюдента на рівні значущості 0,05 і числа ступенів вільності 3 критичне значення  $t$ -критерію дорівнює 3,18 [17]. Оскільки спостережувані  $t$ -критерії менші критичного, то це дає підставу стверджувати про криволінійний характер зміни урожайності льнопродукції залежно від рівня виконання сівби культури в оптимальний агротехнічний термін.

На рисунку наведені полігони емпіричних розподілів досліджуваних ознак, за середніми арифметичними значеннями і середніми квадратичними відхиленнями яких побудовані відповідні нормальні криві. З рисунка простежується додатна асиметричність розподілів, що є опосередкованим підтвердженням непрямої регресії урожайності льнопродукції по рівню виконання сівби в оптимальний агротехнічний строк.

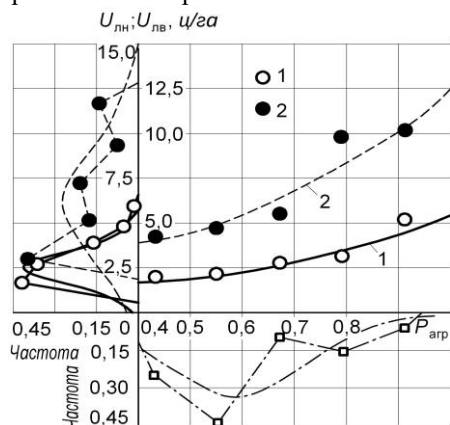


Рис. Розподіли (полігон і нормальна крива) урожайності насіння  $U_{лн}$  (суцільна лінія), волокна  $U_{лв}$  (пунктирна) і рівня виконання сівби льону-довгунця в оптимальний агротехнічний термін  $P_{агр}$  (штрихпунктирна) та зміна урожайності насіння  $U_{лн}$  (1) і волокна  $U_{лв}$  (2) залежно від рівня виконання сівби культури в оптимальний агротехнічний термін

На графік з координатними осями « $P_{\text{агр}}$ » і « $U_{\text{лн}}$ » та « $U_{\text{лв}}$ » нанесені відповідні точки, абсциси яких відповідають середньогруповим значенням рівнів виконання сівби в оптимальний агротехнічний строк. Ординати точок являють собою середньозважені значення урожайності насіння (чи волокна) в розрізі окремих середньогрупових значень факторіальної ознаки. За розміщенням точок на графіку можна передбачувати, що зростання урожайності льнопродукції залежно від підвищення рівня виконання сівби в оптимальний агротехнічний строк відбувається за законом однієї з таких функцій: степеневі, експоненціальної, логарифмічної чи параболічної.

Для передбачуваних прогностичних функцій зміни урожайності льнопродукції залежно від рівня виконання сівби в оптимальний агротехнічний строк визначені коефіцієнти регресії, з використанням яких складені відповідні рівняння. Щоб визначитися, яка з прогностичних функцій найбільш точно відповідає згрупованим експериментальним даним, для кожного з рівнянь визначали основну помилку вирівнювання. Розрахунки показали на краще узгодження експериментальних даних за вирівнювання експоненціальною функцією. Основні помилки вирівнювання за експоненціальною функцією становили для урожайності насіння 0,97 ц/га і для урожайності волокна – 0,39 ц/га.

Рівняння зміни урожайності (ц/га) льнопродукції залежно від рівня виконання сівби культури в оптимальний агротехнічний строк  $P_{\text{агр}}$  мають вигляд:

$$\begin{aligned} &\text{для насіння } U_{\text{лн}} \\ &U_{\text{лн}} = 0,7815 \exp(1,9578 P_{\text{агр}}) \\ &\text{при } k_d = 0,604 \end{aligned} \tag{1}$$

$$\begin{aligned} &\text{та волокна } U_{\text{лв}} \\ &U_{\text{лв}} = 1,6164 \exp(2,0829 P_{\text{агр}}) \\ &\text{при } k_d = 0,546, \end{aligned} \tag{2}$$

де  $k_d$  – коефіцієнт детермінації.

На рисунку наведені побудовані з використанням рівнянь (1) і (2) криві зміни результативних ознак залежно від факторіальної.

**Висновки.** В реальних умовах вирощування льону-довгунця рівень виконання сівби в оптимальний агротехнічний строк коливається в межах 0,38...0,97. За значеннями коефіцієнтів детермінації варіації урожайності насіння і волокна льону-довгунця відповідно на 60,4 та 54,6% причинно зумовлені варіацією рівня

виконання сівби культури в оптимальний агротехнічний строк. З підвищенням рівня виконання сівби в оптимальний агротехнічний строк урожайність насіння і волокна льону-довгунця зростають за законом експоненціальної функції. Найбільш інтенсивно знижується урожайність льонопродукції із зменшенням рівня виконання сівби в оптимальний агротехнічний строк до 0,6. З подальшим зменшенням рівня виконання сівби інтенсивність зниження урожайності льонопродукції уповільнюється.

Перспективи подальших розвідок мають бути зосереджені на дослідженні реальних календарних строків сівби льону-довгунця та оптимізації тривалості виконання посівних робіт з урахуванням використовуваних машинних агрегатів.

#### Література

1. Киртбая Ю.К. Резервы в использовании машинно-тракторного парка / Киртбая Ю.К. – М.: Колос, 1982. – 319 с.
2. Саакян Д.Н. Система показателей комплексной оценки мобильных машин / Саакян Д.Н. – М.: Агропромиздат, 1988. – 415 с.
3. Довідник з експлуатації машинно-тракторного парку / [В.Ю. Ільченко, П.І. Карасьов, А.С. Лімонт та ін.]. – К.: Урожай, 1987. – 368с.
4. Нормы и нормативы для планирования механизации и электрификации в отраслях АПК / Сост.: М.В. Шахмаев, В.И. Юркин; под ред. А.И. Иевлева. – М.: Агропромиздат, 1988. – 591 с.
5. Нормативы для планирования сельского хозяйства. Средства механизации производства. – М.: Колос, 1976. – 384 с.
6. Ковтун Ю.І. Система якості «поле – машина» з основами агрокваліметрії / Ковтун Ю.І. – Х.: ПНВП «Промпроект», 2007. – 140 с.
7. Хабатов Р.Ш. Экономико-математическая модель определения оптимальных параметров мобильных сельскохозяйственных агрегатов / Хабатов Р.Ш. – К.: Вычислительный центр Госплана УССР, 1968. – Вып. 23. – 36 с.
8. Кіртбая Ю.К. Основи комплексної механізації сільсько-господарського виробництва / Кіртбая Ю.К. – К.: Вид-во Укр. Акад. с.-г. наук, 1961. – 206 с.
9. Саклаков В.Д. Технико-экономическое обоснование выбора средств механизации / В.Д. Саклаков, М.П. Сергеев – М.: Колос, 1973. – 200 с.

10. Павлов Б.В. Проектирование комплексной механизации сельскохозяйственных предприятий / Павлов Б.В., Пушкарева П.В., Щеглов П.С. – М.: Колос, 1973. – 256 с.

11. Смирнов Б.В. Техника управления сельскохозяйственным производством / Смирнов Б.В. – М.: Колос, 1972. – 424 с.

12. Пастухов В.І. Обґрунтування оптимальних комплексів машин для механізації польових робіт: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук: спец. 05.05.11 «Машини і засоби механізації с.-г. виробництва» / Пастухов В.І. – Х., 2006. – 38 с.

13. Пашенко В.Ф. Механіко-технологічні засоби еколого-економічного удосконалення процесів обробітку ґрунту: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук: спец. 05.05.11 «Машини і засоби механізації с.-г. виробництва» / Пашенко В.Ф. – Х., 2005. – 38 с.

14. Иофинов С.А. Эксплуатация машинно-тракторного парка / С.А. Иофинов, Г.П. Лышко – М.: Колос, 1984. – 351 с.

15. Машиновикористання в землеробстві / [Ільченко В.Ю., Нагірний Ю.П., Джолос П.А. та ін.]; за ред. В.Ю. Ільченка і Ю.П. Нагірного. – К.: Урожай, 1996. – 384 с.

16. Методические указания по анализу и оценке уровня использования МТП в колхозах, совхозах и механизированных предприятиях «Сельхозтехники». – М.: Колос, 1976. – 66 с.

17. Герасимович А.И. Математическая статистика / Герасимович А.И. – Минск: Вышэйш. шк., 1983. – 279 с.

18. Методика статистической обработки эмпирических данных: РТМ 44–62. – М.: Изд-во стандартов, 1966. – 100 с.

*Рецензент д.т.н., проф. Л.В. Лось*

С.М. Лещенко, О.М. Васильковський, к.т.н.,  
М.І. Васильковський, к.т.н., В.В. Гончаров, к.фіз.-мат.н.  
Кіровоградський національний технічний університет

## **ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПОПЕРЕДНЬОГО ОЧИЩЕННЯ ЗЕРНОВИХ СУМІШЕЙ**

*Обґрунтовані напрямки інтенсифікації очищення зерна повітряним потоком та приведені результати досліджень аеродинамічних параметрів похилого пневмосепаруючого каналу з багатоструменевим способом введення зернових сумішей в активну зону пневмосепараторів.*

Більшість агроформувань України в рослинництві спеціалізуються на вирощуванні зернових культур, при цьому економічна ефективність їх функціонування визначається якісними показниками зібраного збіжжя. В свою чергу зерновий матеріал після прямого чи роздільного комбайнування потрапляє на токи господарств із значним вмістом домішок як органічного так і мінерального походження та з підвищеною вологістю. Це створює сприятливі умови для передчасного псування зібраного врожаю, включаючи повну втрату посівних та продовольчих кондицій. Високоєфективна та мобільна післязбиральна обробка зерна дозволяє забезпечити необхідні умови для тривалого зберігання, а короткі агрокліматичні строки для її здійснення вимагають наявності високопродуктивних та простих в експлуатації зерноочисних машин (ЗОМ).

Попереднє очищення зерна проводиться на повітряно-решітних ЗОМ. Слід відмітити, що в більшості існуючих машин ефективність роботи повітряних систем залишається низькою [1] і саме вона стримує загальне підвищення продуктивності. Виходячи з чого питання підвищення ефективності роботи пневмосепаруючих каналів (ПСК) залишається актуальним, а вирішення означеної задачі дозволить узгодити продуктивності роботи повітряних та решітних частин ЗОМ.

Підвищення продуктивності ЗОМ в цілому неминуче пов'язане із зростанням питомого навантаження на одиницю довжини ПСК. Роботи А.Я. Маліса, А.І. Нелюбова, Е.Ф. Ветрова [2], В.Л. Злочевського [3] та ін. доводять, що підвищення питомого навантаження призводить до збільшення товщини матеріалу, що

потрапляє в ПСК, а це значно ускладнює умови виділення домішок, збільшує опір повітряному потокові та сприяє збільшенню нерівномірності поля швидкостей.

Ряд робіт присвячений зменшенню взаємодії компонентів зернової суміші в ПСК безпосередньо перед її введенням. Так, В.Ф. Веденьєв пропонує попереднє розшарування матеріалу перед його введенням в ПСК за допомогою аеролотка, С.В. Корнев та В.Є. Саїтов [4] звертають увагу на необхідність не лише попередньої підготовки зернового матеріалу повітряним потоком, а і його подальше фракціонування. А.К. Туров рекомендує проводити попереднє розшарування зернової суміші перед її введенням в ПСК зустрічним повітряним потоком з допоміжного повітряного каналу, при цьому швидкість повітряного потоку встановлювалася в 1,5 рази вище швидкості витання компонентів зернової суміші, що сприяє більш інтенсивному винесенню легких домішок у верхні шари. В.А. Сабашкін відмітив необхідність не лише розрихлення та часткового розшарування зернового матеріалу перед введенням в ПСК, а й введення його з різними швидкостями та під різними кутами.

В.Л. Злочевський [3], пропонує інтенсифікувати процес аеродинамічного розділення матеріалу за рахунок закрутки зернівок в полі повітряного потоку зі стаціонарною періодичною нерівномірністю. При попередній очистці головною умовою є розшарування зернового матеріалу і управління руху центра мас, а при сортуванні – управління руху навколо центра мас. Закрутка зернівок дозволяє звзити пучок траєкторій визначеного класу і виділити його із зернової суміші.

Проведені дослідження доводять ефективність здійснення вищеприведених заходів, та їх практичне використання залишається досить обмеженим, оскільки в одних випадках це призводить до підвищених витрат повітря, в інших – значної конструктивної складності.

Більш ефективним і простим способом зменшення опору в зоні введення зернового матеріалу, а отже і підвищення рівномірності поля скоростей повітряного потоку по перерізу каналу, є його введення з допомогою пасивних багатоструменевих ділильників (рис.1). Такий спосіб дозволяє інтенсифікувати потрапляння матеріалу як у вертикальний так і похилий ПСК при цьому проведені дослідження [5, 6] доводять його високу ефективність, а простота обладнання існуючих повітряних систем ЗОМ такими ділильниками без їх значного переобладнання засвідчує можливість їх практичного використання.

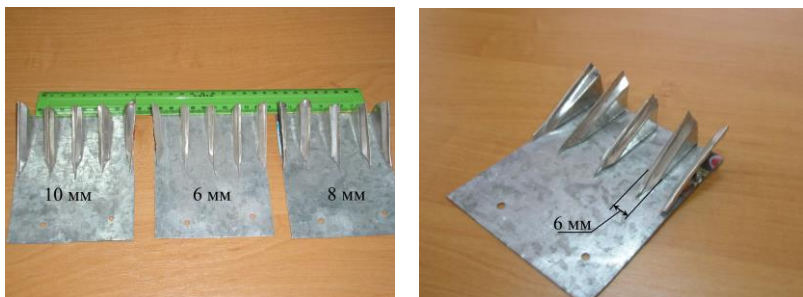


Рис. 1. Загальний вигляд багатоструменевих ділильників

Спосіб введення зернового матеріалу в зону дії повітряного потоку впливає на перерозподіл швидкостей. Для досягнення максимального ефекту очистки та чіткості сепарації необхідно, щоб швидкість повітряного потоку по всьому перерізу каналу була максимально наближеною до раціональної і чим менші відхилення від заданої швидкості по перерізу каналу, тим якісні показники його роботи вищі. З метою встановлення впливу параметрів багатоструменевих ділильників на рівномірність поля швидкостей в похилому ПСК були проведені експериментальні дослідження.

Для визначення початкових аеродинамічних характеристик похилого ПСК були проведені дослідження, результати яких наведені на рис. 2. Аналіз приведених графіків підтверджує, що нерівномірність швидкісного поля по поперечному перерізу каналу значно зростає зі збільшенням зернового навантаження, що спостерігається при будь-якій швидкості введення матеріалу, саме тому задовільні ефект очистки та чіткість сепарації можна досягти при питомих зернових навантаженнях до  $q \leq 1000$  кг/дм·год. Найбільш рівномірне поле швидкостей досягається при  $V_0 = 0,8$  м/с та  $q = 800$  кг/дм·год, що пояснюється тим що при підвищеній швидкості вводу зменшується товщина шару матеріалу, що подається в канал.

Проведені аналогічні дослідження з багатоструменевим способом введення матеріалу. При цьому вводили зерновий матеріал зі швидкістю  $V_0 = 0,3$  м/с [6], оскільки при такій швидкості забезпечується необхідний час перебування зернової суміші під дією повітряного потоку. Результати визначення впливу багатоструменевого способу введення матеріалу на рівномірність швидкісного поля повітряного потоку наведено на рис. 3.



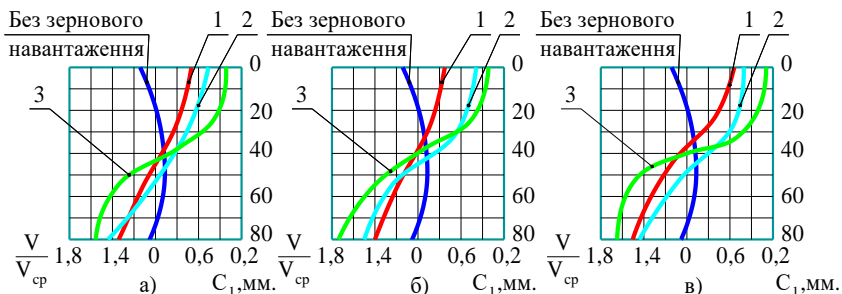


Рис. 2. Графіки зміни швидкостей повітряного потоку в похилому ПСК: при а) –  $V_0 = 0,8$  м/с; б) –  $V_0 = 0,55$  м/с; в) –  $V_0 = 0,3$  м/с де 1 –  $q = 800$  кг/дм·год; 2 –  $q = 1200$  кг/дм·год; 3 –  $q = 1600$  кг/дм·год.

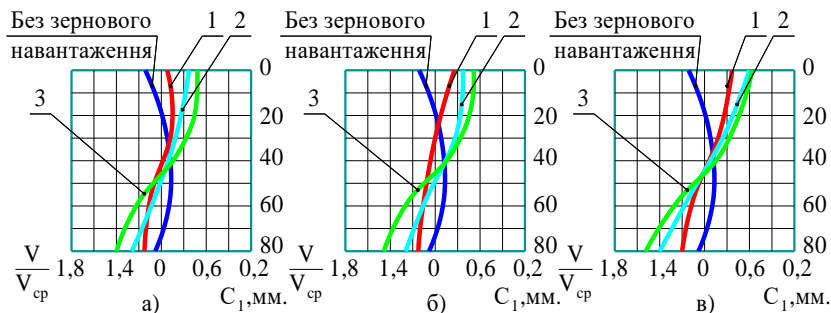


Рис. 3. Графіки зміни швидкостей повітряного потоку в похилому ПСК: при а) –  $b = 4$  мм; б) –  $b = 8$  мм; в) –  $b = 12$  мм де 1 –  $q = 800$  кг/дм·год; 2 –  $q = 1200$  кг/дм·год; 3 –  $q = 2000$  кг/дм·год

Із аналізу перерозподілу швидкостей повітряного потоку при багатоструменевому способі введення зернового матеріалу в ПСК можна зробити висновок, що поля швидкостей навіть при малих швидкостях введення матеріалу  $V_0 = 0,3$  м/с є більш рівномірними, що особливо спостерігається при підвищених навантаженнях. Такий спосіб введення матеріалу дозволяє досягти задовільних аеродинамічних характеристик з зерновим навантаженням до 2000 кг/дм·год, при цьому найрівномірніше поле швидкостей забезпечується багатоструменевим дільником з шириною  $b = 4$  мм.

#### Література

1. Васильковський М.І. Аналіз сучасного стану повітряної сепарації зерна / М.І.Васильковський, С.Я.Гончарова, С.М.Лещенко, О.В.Нестеренко // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. - Вип. 36. – Кіровоград: КНТУ, 2006. – С. 111-114.

2. Нелюбов А.И. Пневмосепарирующие системы сельскохозяйственных машин / А.И. Нелюбов, Е.Ф.Ветров. – М.: Машиностроение, 1977. – 190 с.

3. Злочевский В.Л. Интенсификация процесса аэродинамического разделения зерновых материалов: дис.... доктора техн. наук. 05.20.01 / Злочевский Валерий Львович – Барнаул, 1985. – 387с.

4. Сайтов В.Е. Повышение эффективности функционирования машины предварительной очистки зернового вороха совершенствованием основных рабочих элементов: дисс.... канд. техн. наук. – Киров, 1991.

5. Васильковський М.І. Інтенсифікація процесу повітряної сепарації зерна / М.І.Васильковський, О.М.Васильковський, С.М.Лещенко, О.В.Нестеренко // Збірник наукових праць Таврійської державної агротехнічної академії. Сучасні проблеми землеробської механіки. Вип. 39. – Мелітополь, 2006 р. – С. 161-165.

6. Носуленко В.І. Передумови багатоструменевого способу введення зернових матеріалів в пневмосепаруючі канали зернових сепараторів / В.І.Носуленко, В.М.Сало, С.М.Лещенко, М.І.Васильковський, В.В.Гончаров // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. Вип.20. – Кіровоград: КНТУ, 2008 р. – С. 251-255.

*Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух*

В.С. Ловейкін, д.т.н., Ю.В. Човнюк, к.т.н., Д.О. Мішук  
Національний університет біоресурсів і природокористування  
України

## **ВИНИКНЕННЯ СТОХАСТИЧНИХ АТРАКТОРІВ У МАНІПУЛЯЦІЙНИХ СИСТЕМАХ ТА РОБОТАХ З ПАСИВНИМ ПРИВОДОМ**

*З метою зменшення енерговитрат на транспортні робочі операції доцільно використовувати пасивні приводи (пружини, демпфери і т.п.) в конструкціях маніпуляційних систем. Робота присвячена аналізу умов виникнення стохастичних атракторів у подібних системах.*

**Постановка проблеми.** Удосконалення існуючих та створення нових високоєфективних робототехнічних систем ставить у ряд актуальних задач оптимізації конструкції та законів керування рухом маніпуляційних роботів. У конструкціях маніпуляційних систем з метою зменшення енерговитрат на транспортні робочі операції доцільно використовувати пасивні приводи. Проте, наявність вказаних приводів та нелінійних елементів (властивостей) у таких роботах може призводити за певних умов до генерації у системі стохастичних режимів руху: атракторів, динамічного хаосу. Реалізація саме таких режимів руху системи на дозволяє повністю керувати нею, її динамічним станом. Отже, для того, щоб уникнути подібних ситуацій, треба достеменно знати умови, параметри маніпуляційної системи, за яких у останній реалізується режим динамічного хаосу.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Задачам оптимізації конструкції та законів керування рухом маніпуляційних роботів присвячені роботи [1-4]. Видається перспективним введення в конструкцію маніпуляційних систем пасивних приводів керування. Автори зазначених робіт стверджують, що використання лінійно – в'язкого – пружинного пасивного приводу при перенесенні вантажів за допомогою одноланкового маніпулятора дозволяє зменшити енерговитрати робочих операцій, причому якісна картина руху системи та вимоги до величини потужності активного приводу маніпулятора залишається практично незмінними. Такі міркування, на думку авторів даної роботи несправедливі у такому разі, коли

розглядувана система функціонує у режимі динамічного хаосу і можливі стохастичні атрактори.

**Мега дослідження.** Дана робота присвячена встановленню умов, за яких у пасивно – керованому одноланковому маніпуляторі при реалізації його енергетично – оптимальних рухів можуть виникати стохастичні атрактори та режими динамічного хаосу. Знання цих умов дозволяє суттєво поліпшити керування подібними системами, бо виникає можливість уникати зони фазового простору системи, де існують саме такі динамічні стани [5-12].

**Результати дослідження.**

Математична модель напівпасивно – керованого одноланкового маніпулятора:

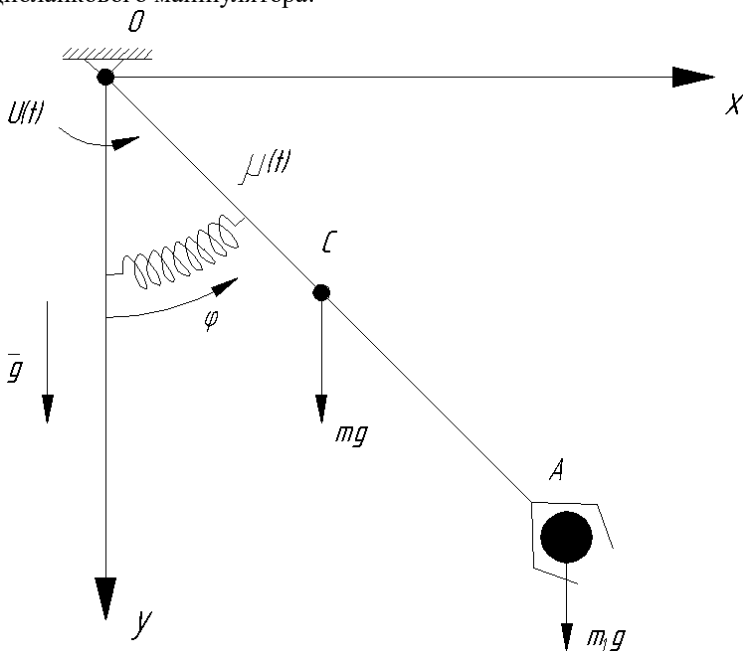


Рис. Одноланковий напівпасивний керований маніпулятор

Розглядається рух одно ланкового напівпасивного керованого маніпулятора, зображеного на рис.

Нехай  $\varphi$  - кут між ланкою маніпулятора  $OA$  і вертикальною віссю,  $a$  - довжина ланки  $OA$ ,  $m$ ,  $m_1$  - відповідно маси маніпулятора

і вантажу, що міститься захваті  $A$ ,  $J$  - момент інерції ланки маніпулятора відносно центру мас ланки  $C$ .

Рух маніпулятора відбувається під дією сил тяжіння. Активного моменту керування  $U(t)$ , який у подальшому розгляді дорівнює нулю, і під дією моменту  $\mu(\varphi, \dot{\varphi})$ , створеного лінійним в'язко – пружним приводом. Момент  $\mu(\varphi, \dot{\varphi})$  діє відносно осі, що проходить через точку  $O$  перпендикулярно до площини  $OXY$ . Будемо вважати, що дані керуючі моменти генеруються відповідно активними і пасивними приводами маніпулятора (у подальшому активний момент дорівнює нулю).

Рівняння руху системи мають бути записані наступним чином:

$$I \cdot \ddot{\varphi} + K_a \cdot \sin \varphi = -\mu(\varphi, \dot{\varphi}), \quad (1)$$

$$\mu = k \cdot (\varphi - \varphi_0) + c \cdot \dot{\varphi}, \quad (2)$$

де  $I = J + m \cdot r^2 + m_1 \cdot a^2$ ,  $K_a = g \cdot (m \cdot r + m_1 \cdot a)$ ,  $g$  - прискорення земного тяжіння. Тут  $k$  – коефіцієнт пружності,  $c$  – коефіцієнт в'язкості,  $\varphi_0$  – кут, при якому пружина знаходиться у нейтральному стані,  $r$  – радіус обертання.

Поєднуючи рівняння (1) та (2) матимемо:

$$I \cdot \ddot{\varphi} + K_a \cdot \sin \varphi + k \cdot \varphi + c \cdot \dot{\varphi} = k \cdot \varphi_0, \quad (3)$$

$$\dot{\varphi} = \frac{d\varphi}{dt}, \quad \ddot{\varphi} = \frac{d^2\varphi}{dt^2},$$

де  $t$  – час.

Для  $\varphi \ll 1$  можна подати (3) у виді:

$$I \cdot \ddot{\varphi} + c \cdot \dot{\varphi} + k \cdot \varphi + K_a \cdot \varphi = k \cdot \varphi_0 \quad (4)$$

Будемо розшукувати розв'язок (4) у вигляді  $\varphi = \varphi_{CT} + \tilde{\varphi}$ .

При цьому  $\varphi_{CT}$  – не залежить від  $t$ , а  $\tilde{\varphi} = \tilde{\varphi}(t)$ . Тоді з (4) легко визначаємо:

$$\varphi_{CT} = \frac{k \cdot \varphi_0}{k + K_a}. \quad (5)$$

Стосовно  $\tilde{\varphi}$  отримаємо рівняння:

$$I \cdot \ddot{\tilde{\varphi}} + c \cdot \dot{\tilde{\varphi}} + (k + K_a) \cdot \sin \tilde{\varphi} = 0. \quad (6)$$

Слід зазначити, що у (6)  $\tilde{\varphi} \approx \sin \tilde{\varphi}$  й такий запис члену  $\sim (k + K_a)$  обумовлені бажанням зберегти нелінійні члени у (3), які зникають при розв'язанні наближеного рівняння (4).

З рівняння (6) можна представити динамічну модель системи у стандартному вигляді:

$$\ddot{\tilde{\varphi}} + \frac{c}{I} \cdot \dot{\tilde{\varphi}} + \frac{(k + K_a)}{I} \cdot \sin \tilde{\varphi} = 0. \quad (7)$$

Введемо для (7) показник  $T$ , який характеризує період коливань маніпуляційної системи:

$$T = \frac{2 \cdot \pi}{\sqrt{\Omega^2 - \left(\frac{c}{2 \cdot I}\right)^2}}, \quad (8)$$

де  $\Omega^2 = \frac{k + K_a}{I}$ . При цьому  $T_o = 2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{J}{m \cdot g^2}}$  – період власних коливань маніпулятора.

Умова появи стохастичності.

Умова локальної нестійкості системи, яка описується рівнянням (7), має вид [5]:

$$\Lambda = \frac{(k + K_a) \cdot T^2}{I \cdot \bar{\gamma}} \cdot [1 - e^{-\bar{\gamma}}] \gg 1, \quad (9)$$

де  $\bar{\gamma} = \frac{c}{I} \cdot T^2$ .

Обчислення за співвідношенням (9) проведемо для маніпулятора з масоінерційними характеристиками:  $m = m_l = 0,4 \text{ кг}$ ,  $a = 0,75 \text{ м}$ ,  $r = 0,3 \text{ м}$ ,  $J = 0,515 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ,  $J = 0,776 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ,  $K_a = 4,116 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ,  $k = 50 \text{ Н} \cdot \text{м}$  і для різних значень  $c$ ,  $\bar{\gamma}$ ,  $T$  (табл. 1).

Таблиця. Значення  $\Lambda$  за різних  $c$ ,  $\bar{\gamma}$ ,  $T$ , за яких реалізується динамічний хаос

$c, \text{Н} \cdot \text{м}$	$T, \text{с}$	$\bar{\gamma}$	$\Lambda$
1	0,755	0,735	28,156
2	0,762	1,497	21,002
3	0,773	2,310	16,248
4	0,791	3,225	12,991
5	0,816	4,290	10,675
6	0,849	5,573	8,985

При подальшому збільшенні показника  $c$  умови виникнення динамічного хаосу погіршуються, тобто ймовірність його виникнення зменшуються.

Детальний опис виникнення режимів динамічного хаосу у маніпуляційних системах.

При  $\bar{\gamma} = 0$  систему, яка досліджується, можна визначити як гамільтонівську й умова стохастичності для неї має вигляд:

$$\frac{(k + K_a) \cdot T^2}{I} \geq 1. \quad (10)$$

При цьому існують острівки стійкості поблизу точок:

$$\frac{\tilde{\varphi}^{(1)}}{2 \cdot \pi} = 0, \quad \frac{\tilde{\varphi}^{(2)}}{2 \cdot \pi} = \frac{1}{2}. \quad (11)$$

Якщо  $\bar{\gamma} \geq 1$ , то умова (9) переходить у наступну:

$$\Lambda \geq \tilde{\gamma}. \quad (12)$$

Графік стохастичного атрактора, як правило, утворює множину канторового типу, впродовж котрого відбувається стохастичні блукання точки траєкторії динамічної (маніпуляційної) системи.

Збільшення дисипації  $\bar{\gamma}$  приводить до зниження числа структурних елементів (відрізків) у структурі (квазі-) атрактора. Кожна така заміна супроводжується біфуркацією деякого типу. У результаті при досить значному  $\bar{\gamma}$  стохастичний атрактор/квазіатрактор зникає.

### **Висновки:**

1. Визначені основні умови виникнення стохастичних аераторів у маніпуляційних системах (роботах) з пасивним приводом, які застосовуються у транспортних робочих операціях з метою зменшення енерговитрат.

2. Наведений детальний опис виникнення режимів динамічного хаосу у маніпуляційних системах і, зокрема, показано, що стандартний графік стохастичного атрактора утворює множину канторового типу, впродовж котрого відбуваються стохастичні блукання точки траєкторії динамічної системи.

3. Отримані результати можуть у подальшому бути використані для уточнення й вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку робочих режимів маніпуляційних систем (роботів) з пасивним приводом.

### Література

1. Черноусько Ф.Л., Болотник Н.Н., Градецкий В.Г. Манипуляционные роботы: динамика, управление, оптимизация. – М.: Наука, 1989- 386 с.
2. Formalsky A.M., Osipov S.N. On the problem of the Time – Optimal manipulator arm turning // JEEE Transaction on Automatic Control. – 1990. – Vol. 35, №6. – P. 717 – 719.
3. Бердюк В.Е. Динамика и оптимизация робототехнических систем. – К.:Наука, 1989. – 192с.
4. Бердюк В.Е., Кудин М., Bostr Om A., Peterson B. Енергетично – оптимальний рух напівпасивно – керованого одно ланкового маніпулятора // Механіка та машинобудування. – 1999. №1. – с.55 – 60.
5. Заславський Г.М., Сагдеев Р.З. Введение в нелинейную физику: От маятника до турбулентности и хаоса. – М.: Наука, 1988. – 368с.
6. Zaslavsky G.M. // Phys. Zett. – 1978. – V69A. – P.145.
7. Заславський Г.М., Парко Х. // ЖЭТФ. – 1979. – Т.76. – с.205.
8. Jensen R.V., Oberman G.R. // Physica. – 1982. – V.4D. – P.183.
9. Russel D.A., Hanson J.D., Ott E. // Phys. Peview Letters. – 1980. – V.45. – P. // 75.
10. Tsang K.Y., Sieberman M.A. // Physics Letters. – 1984. – V.103A. – P.175.
11. Vlasova O.F., Zaslavsky G.M. // Physics Letters. – 1984. – V.105A. – P.1.

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



В.С.Ловейкін, д. т. н., Ю.В. Човнюк, к. т. н., А.І. Дитюк  
Національний університет біоресурсів і природокористування  
України

## **ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ГРАНУЛ ДОБРИВ ПО ПОВЕРХНІ ЛОПАТКИ ВІДЦЕНТРОВОГО ДИСКА**

*Завдяки проведеному аналізу останніх теоретичних і експериментальних досліджень характеру впливу основних параметрів і режимів роботи відцентрових розсіювальних органів, встановлено математичну модель, яка оптимізує параметри розсіювального диску та лопатки, які забезпечують збільшення дальності польоту частинок добрив та покращення якості розсіювання твердих мінеральних добрив по поверхні поля.*

**Постановка проблеми.** Проведений аналіз тенденцій розвитку сільськогосподарського виробництва та сучасних технологій і способів внесення твердих мінеральних добрив, технологічних схем їх внесення, існуючих технічних засобів та їх робочих органів, тенденції розвитку техніки, а також результатів досліджень дозволяє зробити такий висновок:

На сучасному етапі та в найближчі десятиріччя основну масу твердих мінеральних добрив аграрії вноситимуть розсіваючи їх по поверхні поля при основному удобренні та підживленні сільськогосподарських культур;

Найбільш широке застосування при поверхневому розсіванні добрив знаходять машини, обладнані розсівальними органами відцентрового типу.

Продуктивність цих машин значною мірою залежить від робочої ширини захвату. Встановлено, що робоча ширина захвату розсіювального агрегату збільшується зі збільшенням дальності розсіювання частинок мінеральних добрив.

**Аналіз останніх результатів досліджень та публікацій.** Основи теорії розрахунку сільськогосподарських машин з відцентровими робочими органами закладені в роботах [1-6]. Автори вказаних робіт використали моделі та підходи, розвинуті у працях [7,8]. Системний підхід в дослідженні характеру взаємодії потоку добрив, який надходить на розкидальні органи відцентрового розсівача з лопатками, опубліковано в статті Якимова Ю.И., Волосникова С.И. «Экспериментальные исследования распределения

удобрений центробежними апаратами» [9]. Автори встановили, що частинки добрив, які взаємодіють з верхньою кромкою лопаток в момент співударяння, відбиваються від розкидальних органів. При цьому їх швидкість не може перевищувати колову швидкість лопатки в точці співударяння з частинкою добрив, і тому швидкість цих частинок добрив значно менша швидкості частинок, які злітають з периферійних кінців лопаток. А це суттєво впливає на якість розсіювання добрив за всією шириною захвату агрегата [10].

**Мета дослідження** – побудова математичної моделі, яка оптимізує параметри розсіювальної лопатки та диска відцентрового розкидального механізму, які зводять до мінімуму співударяння частинок добрив з верхніми кромками лопаток, забезпечуючи цим самим збільшення дальності польоту всіх частинок добрив і поліпшення якості їх розсіювання по поверхні поля.

**Результати дослідження.** Діскові дозувальні апарати широко застосовують при внесенні твердих мінеральних добрив на сівалках, садильних машинах з міжряддям 45 см і більше, а також на культиваторах-рослинопідживлювачах [1]. Робочий процес дозувальних апаратів передбачає дві фази: транспортування гранул до скребка – напрямляча і їхній рух уздовж цих скребоків до висівних вікон. Шар добрив підводиться до скребоків – напрямлячів завдяки силі тертя, достатній для того, щоб передати гранулам обертальний рух разом з диском. Самовільний рух добрив у радіальному напрямку не допускається, таким чином дотримується умова:

$$m\omega^2 r < fmg, \quad (1)$$

де  $m$  – маса гранули;  $\omega$  – кутова швидкість диска;  $r$  – відстань гранули від осі обертання;  $f$  – коефіцієнт тертя;  $g$  – коефіцієнт вільного падіння.

Для радіуса  $R(0 < r \leq R)$  маємо з (1) нерівність, якій задовольняє  $\omega$ :

$$\omega < \sqrt{\frac{gf}{R}}, \quad (2)$$

Як показують розрахунки, відцентрове прискорення  $\omega^2 r$  становить 0,01...0,04 м/с<sup>2</sup>, що у кілька разів менше  $gf$ .

Добрива скидаються з диска внаслідок їх руху вздовж нерухомих скребоків – напрямлячів (пасивних скидачів). Кожен апарат призначений для висіву добрив у два рядки, тому над кожним диском встановлено по два скидачі. Основні вимоги до їхньої роботи такі: добрива не повинні накочуватись і ущільнюватись; лівий і

правий скребки – напрямлячі мають скидати однакову кількість добрив. Туки не накопичуватимуться перед пасивним скидачем, якщо вони безперервним потоком переміщуватимуться вздовж нього до вихідного отвору.

Наприклад, гранула масою  $m$  розміщується на поверхні диска, який обертається (рис. 1).

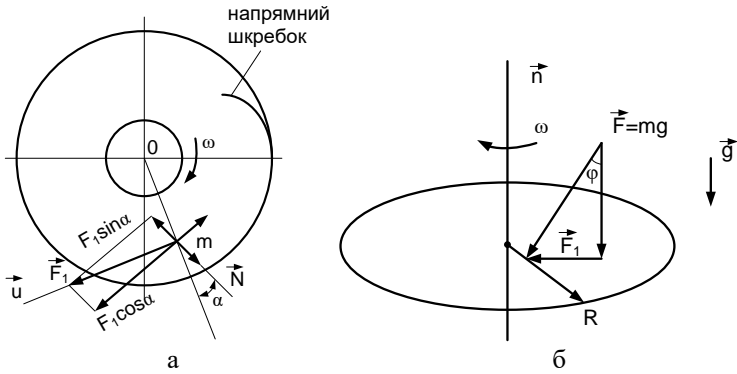


Рис. 1. Схема дискового механічного туковисівного апарату: а - у вертикальній площині; б - у горизонтальній площині

Сила  $\vec{F}_1$ , яка надає рух цій гранулі, становить  $mg \cdot tg\varphi$ . Напрямок сили  $\vec{F}_1$  збігається з напрямком швидкості  $\vec{n}$ , яка перпендикулярна до радіуса, проведеного у точку  $m$  із центра  $O$  обертання диска. Розглянемо силу  $\vec{F}_1$  у момент зіткнення частинки  $m$  із скидачем по нормалі і дотичній до поверхні скидача в точці контакту з нею частки  $m$ ,  $R$  – радіус диска.

Виходячи з рис. 1, а модуль вектора  $|\vec{F}_1|$  дорівнює  $mg \cdot tg\varphi$ , де  $\varphi$  – кут відхилення напрямку руху часточки по відношенню до вертикалі (Рис. 1 має принциповий характер, оскільки, на відміну від [1], дійсно пояснює вибір значення  $|\vec{F}_1|$ ).

Складова  $F_1 \sin\alpha$  сприяє нормальній реакції  $\vec{N}$ , що діє на часточку добрив з боку скидача, складова  $F_1 \cos\alpha$  створює ковзання часточки  $m$  по поверхні скидача, якому протидіє сила тертя часточки по скидачу:

$$|\vec{F}_2| = Nf, N = F_1 \sin \alpha, |\vec{F}_2| = F \sin \alpha * f \quad (3)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя гранули добрив з поверхнею диску.

Часточка добрив  $m$  рухається вздовж скидача до випускної щілини за умови:

$$F_1 \cos \alpha \geq F_1 \sin \alpha * f, \quad (4)$$

або

$$\operatorname{ctg} \alpha \geq f. \quad (5)$$

Якщо позначити  $\operatorname{tg} \varphi = f$ , де  $\varphi = \operatorname{arctg} f$  (кут зовнішнього радіуса), тоді:

$$\operatorname{ctg} \alpha \geq \operatorname{tg} \varphi. \quad (6)$$

Оскільки  $\operatorname{ctg} \alpha = \operatorname{tg}(90^\circ - \alpha)$ , тоді з (6) маємо:

$$\operatorname{tg}(90^\circ - \alpha) \geq \operatorname{tg} \varphi. \quad (7)$$

Умову ковзання вздовж скидача можна записати у вигляді:

$$90^\circ - \alpha \geq \varphi \Rightarrow \alpha \leq 90^\circ - \varphi. \quad (8)$$

Або:

$$\alpha \leq 90^\circ - \operatorname{arctg} f. \quad (9)$$

Отже, щоб поверхня скидача задовольняла вимогу (9), кут  $\alpha$  у міру віддалення від центру обертання має залишатися постійним чи зменшуватися. Це можливо при криволінійному шкребку, який виконаний, наприклад, у вигляді логарифмічної спіралі ( $\alpha = \text{const}$ ).

### **Математичне моделювання та аналіз руху гранул мінеральних добрив вздовж криволінійних лопаток спіралевидного типу відцентрових розсіювальних дисків.**

Для розсіювання добрив по поверхні ґрунту використовуються машини з одним чи двома розсіювальними дисками [1]. На поверхні кожного з них, як правило, змонтовано по чотири плоскі лопатки, що розміщені радіально, чи з відхиленням від радіального напрямку на кут  $\pm (10 \dots 15^\circ)$ . Робочий процес такого апарату складається з двох фаз: відносного переміщення гранул по диску і вільного польоту під дією наданої їм кінетичної енергії та діючого прискорення вільного падіння.

Перша фаза: починається з моменту падіння гранули на диск і охоплює два періоди:

- 1) рух гранули по диску до зіткнення з лопаткою;
- 2) переміщення гранули добрив по поверхні лопатки.

Рух гранули добрива до зіткнення з лопаткою відбувається за умови:

$$m\omega^2 r_0 < fmg, \text{ або } \omega < \sqrt{\frac{gf}{r_0}}, \quad (10)$$

де  $r_0$  – відстань від місця подачі часточки добрив до центра обертання диска.

Виходячи з (10), для величини  $r_0$  маємо:

$$r_0 = \frac{gf}{\omega^2}. \quad (11)$$

У таблиці наведені значення  $\omega$  та  $r_0$ , які задовольняють співвідношення (10), (11) для  $f = 0,1; 0,3; 0,5$

Таблиця. Значення  $\omega$  та  $r_0$  для різних  $f$ , які задовольняють співвідношення (10), (11)

$f$	$r_0$ , м.	$\omega$ , рад/с
0,1	$1 \times 10^{-2}$	$>9,90$
	$2 \times 10^{-2}$	$>7,00$
	$3 \times 10^{-2}$	$>5,72$
	$4 \times 10^{-2}$	$>4,95$
0,3	$1 \times 10^{-2}$	$>17,15$
	$2 \times 10^{-2}$	$>12,12$
	$3 \times 10^{-2}$	$>9,90$
	$4 \times 10^{-2}$	$>8,57$
0,5	$1 \times 10^{-2}$	$>22,14$
	$2 \times 10^{-2}$	$>15,65$
	$3 \times 10^{-2}$	$>12,78$
	$4 \times 10^{-2}$	$>11,07$
	$5 \times 10^{-2}$	$>9,90$
	$6 \times 10^{-2}$	$>9,04$

Часточка добрив під час падіння на диск рухається по траєкторії, що нагадує логарифмічну спіраль. Після її зіткнення з лопаткою починається другий період руху гранули по диску – вздовж лопатки. Завдяки наявності лопатки змінюється напрямку руху гранул добрива, збільшується їх швидкість і дальність польоту.

При переміщенні часточки вздовж лопатки на гранулу масою  $m$  (рис. 2) діють наступні сили:

$$1) \quad \text{Відцентрова сила інерції: } F_{\text{вц}} = m\omega^2 r_i; \quad (12)$$

$$2) \quad \text{Коріолісова сила: } F_{\kappa} = 2m\omega \cdot r_i; r_i = \frac{dr_i}{df}; \quad (13)$$

$$3) \quad \text{Сила тертя гранул по диску: } F_1^* = f \cdot mg; \quad (14)$$

$$4) \quad \text{Сила тертя гранул по лопатці} \\ F_2^* = f(2m\omega r_i \pm m\omega^2 r_i \cdot \sin \varphi_i), \quad (15)$$

де  $r_i$  – відстань між гранулами та віссю обертання диска;  $r_i = v_r$  – відносна швидкість ковзання гранул вздовж поверхні лопатки;  $f$  – коефіцієнт тертя гранули добрив по поверхні диска та лопатки;  $\varphi_i$  – кут відхилення лопатки від радіуса диска.

Кут  $\varphi_i \neq \text{const}$ , якщо лопатка прямолінійна;  $\varphi_i = \text{const}$ , якщо лопатка змонтована по логарифмічній кривій з полюсом, що збігається з віссю обертання диска  $O$ .

Прискорення Коріоліса  $2\omega r_i$  перпендикулярне до  $v_r$  і має напрямок у бік  $\omega$ , а коріолісова сила  $F_{\kappa} = 2m\omega r_i$ , має зворотній напрямок.

У формулі (15) знак «+» ставиться тоді, коли лопатки змонтовані на диску «кутом» назад по ходу обертання розсіювального диска (рис. 2а), а знак «-», якщо лопатки змонтовані «кутом» вперед (рис. 2б).

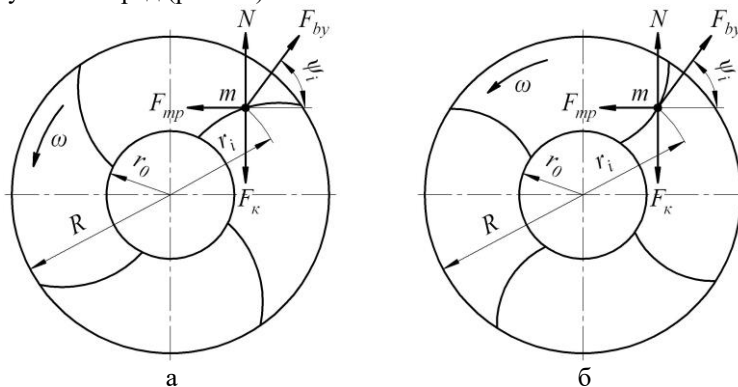


Рис. 2. Схема до розрахунку процесу розсіювання мінеральних добрив дисковим апаратом: а – лопатки змонтовані «кутом вперед» по ходу обертання розсіювального диска; б – лопатки змонтовані «кутом назад» по ходу обертання розсіювального диска

Ковзання гранули вздовж лопатки відбувається за умови:

$$\omega^2 r_i \cdot \cos \varphi_i > fg + f \left( 2m\omega r_i \pm m\omega^2 r_i \cdot \sin \varphi_i \right), \quad (16)$$

Умова рівномірного руху вздовж лопатки:

$$\omega^2 r_i \cdot \cos \varphi_i = fg + f \left( 2m\omega r_i \pm m\omega^2 r_i \cdot \sin \varphi_i \right), \quad (17)$$

У той момент, коли гранула злітає з диска  $r_i = R$  і для умови (17) при  $\varphi_i = \varphi = \text{const}$  (логарифмічна спіраль) матимемо

$$\left( v_{r_i} = \frac{r_i}{r_i} = v_R = R \right).$$

$$\omega^2 R \cdot \cos \varphi > fg + f \left( 2\omega v_R \pm \omega^2 R \cdot \sin \varphi \right), \quad (18)$$

Оскільки при наявності лопаток, змонтованих кутом «уперед» по ходу обертання розсіювального диска, умови руху гранул вповодж цих лопаток полегшені, то у подальшому будемо розглядати саме такий випадок:

$$\omega^2 R \cdot \cos \psi > fg + f \left( 2\omega v_R - \omega^2 R \cdot \sin \psi \right), \quad (19)$$

З (19) маємо для  $v_R$ :

$$v_R = \frac{\left[ R \cos \varphi + fR \sin \varphi - \frac{gf}{\omega^2} \right]}{\frac{2f}{\omega}}, \quad (20)$$

Максимального значення  $v_R$  гранула добрива матиме при злеті з лопатки диска при:

$$\operatorname{tg} \psi = f \quad (21)$$

Абсолютну швидкість у момент зльоту гранули добрив з лопатки, виконаної у вигляді логарифмічної спіралі, визначають за формулою:

$$v_a = \left\{ (\omega R + v_R \sin \psi)^2 + (v_R \cos \psi)^2 \right\}^{1/2}, \quad (22)$$

При цьому  $\varphi$  визначається із співвідношення:

$$\varphi = \operatorname{arctg} f. \quad (23)$$

Якщо при злеті гранули добрива з лопатки диска існує тільки дотична швидкість ( $v_a = v_e = \omega R$ ), то:

$$\psi = 2 \operatorname{arctg} \left\{ \frac{\left[ \frac{1}{f^2} - \frac{g^2}{\omega^4 R^2} + 1 \right]^{1/2} - 1}{\frac{1}{f} + \frac{g}{\omega^2 R}} \right\}, \frac{1}{f} > \frac{g}{\omega^2 R}. \quad (24)$$

При наявності у лопаток диска форми логарифмічної спіралі, її рівняння набуває вигляду:

$$\rho = R e^{\operatorname{ctg} \psi^k (\varphi - 2\pi)} \quad (25)$$

Кут  $\psi$  визначається у (25) із (24). У (25)  $\rho$  – полярний радіус, а  $\varphi$  – кут (полярний), який відраховують у полярній системі координат від умовно обраної нерухомої осі проти годинникової стрілки. При цьому за один оберт диску навколо вісі обертання ( $\varphi = 2\pi$ )  $\rho = R$ .

Слід зазначити, що у випадку, коли гранула мінеральних добрив попадає на лопатку на відстані  $\tilde{r}_0$  від центру диска, то умова руху цієї частинки у порівнянні з (10) зміниться:

$$m \tilde{r}_0 \left[ \omega \pm \frac{v_0}{\tilde{r}_0} \right]^2 > f m g; \omega > \frac{v_0}{\tilde{r}_0} \pm \sqrt{\frac{f g}{\tilde{r}_0}}, \quad (26)$$

де  $v_0$  – швидкість початкового руху вздовж диску гранули добрив після зіткнення з ним (перпендикулярна до його радіусу, проведеного у точці зіткнення, починаючи з центру вісі обертання). Знак «+» у співвідношеннях (26) фігурує тоді, якщо часточка добрив попадає на диск справа від центра (нагадаємо, що диск обертається навколо вертикальної осі проти годинникової стрілки). Знак «-» у (26) виникає тоді, якщо часточка добрив попадає на диск зліва від центра.

### Висновки:

1. Жолоб має форму логарифмічної спіралі:

$$\rho = R e^{\operatorname{ctg} \psi^k (\varphi - 2\pi)},$$

$$\text{де } \psi = 2 \operatorname{arctg} \left\{ \frac{\left[ \frac{1}{f^2} - \frac{g^2}{\omega^4 R^2} + 1 \right]^{1/2} - 1}{\frac{1}{f} + \frac{g}{\omega^2 R}} \right\}, \frac{1}{f} > \frac{g}{\omega^2 R}.$$



2. Значення  $\varphi_0$  можна взяти рівним  $2\pi$ , тоді за один оберт логарифмічної спіралі  $\rho = R$ .

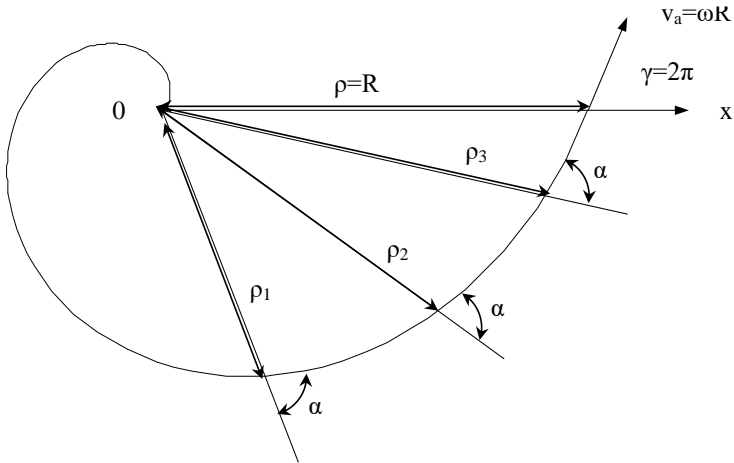


Рис. 5. Форма лопатки (жолоба) має вигляд логарифмічної спіралі:  $\rho = R e^{ctg\psi*(\varphi-2\pi)}$  при  $\varphi = 2\pi$ ;  $\rho = R$ ;  $v_e = v_a = \omega R$

3. Швидкість часточки на вильоті з лопатки (жолоба):

$$v_e = v_a = \omega R$$

4. За час одного оберту  $\frac{2\pi}{\omega}$  часточка дістанеться краю

диска і матиме дотичну швидкість  $v_a = \omega R$ .

#### Література

1. Войтюк Д.Г. Барановський В.М., Булгаков В.М. та інші. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку. – К.: Вища школа, 2005. – 464 с.

2. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Том 1. Частина 3. Машини для приготування і внесення добрив. – Харків: Око, 2002. – 342 с.

3. Василенко П.М. О методике механико-математических изысканий при разработке проблем сельскохозяйственной техники. – М.: ГОСНИТИ, 1962. – 230с.

4. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин. – К.: Изд-во УАСХН, 1960. – 283 с.

5. Босой Е.С., Верняев О.В., Смирнов Н.И., Султан-Шах Е.Г. Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин. Ученик для вузов сельскохозяйственного машиностроения. (Под редакцией Е.С. Босого – 2-е изд.) – М.: Машиностроение, 1977. – 568 с.

6. Карпенко А.Н., Халанский В.М. Сельскохозяйственные машины. – 6-е изд., перераб. и допол. – М.: Агроиздат, 1989. – 527 с.

7. Яворский Б.М., Детлаф А.А. Справочник по физике для инженеров и сотрудников вузов. – М.: Наука, 1977. – 944 с.

8. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. . Справочник по математике для инженеров и учащихся вузов. – М.: Наука, 1968. – 544 с.

9. Якимов Ю.И., Волосников С.И. Экспериментальные исследования распределения удобрений центробежными аппаратами / Трактора и сельхозмашины. – 1967. - № 12. – С. 27-28.

10. Робочий орган конусного відцентрового пристрою для поверхневого внесення туків. Патент на корисну модель №30780 А 01 С 15/00. Автори: Дитюк А.І., Ловейкін В.С., опубл. 11.03.2008 – Бюл. №5.

УДК 633.522:631.66.047

П.В. Лук'яненко, к.т.н.

Інститут луб'яних культур Української академії аграрних наук

## **ВИЗНАЧЕННЯ РЕЖИМІВ СУШІННЯ НАСІННЯ КОНОПЕЛЬ НА СУШАРКАХ НАЗЕМНОГО ТИПУ**

*Здійснена перевірка режимів сушіння насіння конопель, зібраного коноплезбиральним комбайном, на шахтних та барабанних сушарках стосовно насіння, зібраного зернозбиральним комбайном при його сушінні на наземних сушарках.*

**Постановка проблеми.** При впровадженні у виробництво коноплезбирального комбайна ККП-1,8 були розроблені рекомендації з механізації збирання конопель та післязбиральної обробки насіння [1]. З того часу минуло вже більше тридцяти п'яти років, коноплезбиральні комбайни, які розроблені в інституті з середини 50<sup>х</sup> по середину 80<sup>х</sup> років минулого століття, маючи декілька поколінь сьогодні не випускаються промисловістю. Отже

вищезгадані рекомендації вже застарілі. До того ж з 2005 року в Інституті луб'яних культур розпочато вивчення питання збирання насінневих конопель зернозбиральними комбайнами, які вже до цього часу використовувалися для збирання конопель на насіння у деяких країнах Західної Європи та Канади. Внаслідок зміни технології збирання та технологічного процесу отримання насіння (при використанні коноплезбиральних комбайнів насіння отримували шляхом обчісування насінневої частини зі стебел подовж їх осі, зберігаючи їх цілісність, а при використанні зернозбиральних комбайнів насіннева частина стебла зрізується і подається для обмолочування в молотарку комбайна при зазорах між молотильним барабаном і декою менших за товщину завантаженого для обмолочування матеріалу) ворох, отриманий при використанні зернозбирального комбайна дещо відрізняється від аналогічного, отриманого коноплезбиральним комбайном, тому необхідна перевірка режимів його сушіння після первинного очищення. До того ж в раніше розроблених рекомендаціях сушіння насіння здійснювалося на шахтних та барабанних сушарках, а можливості використання наземних сушарок не вивчалися.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій** свідчить про те, що на сьогодні відсутні практичні рекомендації з доробки насіння конопель, зібраного зернозбиральним комбайном, до посівних кондицій, однією із складових якої є його сушіння.

**Мета дослідження** – перевірити режими сушіння насіння конопель, визначені для шахтних та барабанних сушарок, для наземної сушарки стосовно зібраного зернозбиральним комбайном насіння.

**Результати дослідження.** Дослідження здійснювалися в Інституті луб'яних культур на переобладнаній лабораторній сушарці для сушіння стебел, забезпечуючи продування шару насіння конопель підігрітим повітрям, температура якого встановлювалася в досить широких межах електроконтактним регулятором температури ТПК, оскільки забезпечити регулювання температури на виробничих наземних сушарках інституту нема можливості.

Першочергово визначалася початкова вологість насіння перед сушінням. Згідно раніше розроблених режимів сушіння на шахтних та барабанних сушарках відповідно до початкової вологості насіння перед сушінням на регуляторі встановлювалася температура, яка відповідала допустимій температурі нагрівання насіння при даній вологості. Замірювалася температура теплоносія у верхньому, середньому та нижньому шарах. Через кожні півгодини сушіння

здійснювався відбір проби на вологість з перемішаної перед відбором насінневої маси. Вологість визначалася у сушильній шафі та вологоміром. Якщо показник зниженої в процесі сушіння вологості насіння конопель відповідав наступному в порядку зростання рівню допустимої температури його нагрівання, то здійснювалося збільшення установочної температури на регуляторі. Таким чином здійснювалося контролювання процесу сушіння насіння до кондиційного значення його вологості. При досягненні кондиційної вологості визначалася тривалість сушіння насіння, а після його очищення на лабораторній аспіраційній колонці – його маса 1000 штук та схожість.

Допустимі значення температури нагрівання насіння конопель в залежності від його вологості згідно рекомендацій по його сушінню на шахтних та барабанних сушарках після збирання коноплезбиральним комбайном були наступними ( табл.1 ).

За трирічними даними процесу збирання насінневих конопель зернозбиральними комбайнами максимальна вологість бункерної маси в 2005 році при збиранні комбайном Домінатор – 208 МЕГА в період з 4 по 8 вересня становила 28 – 30,5%, в 2006 році при збиранні комбайном Дніпро – 350 в період з 8 по 21 вересня становила 26 – 28,2% , а в 2007 році при збиранні комбайном Lexion – 460 в період з 3 по 7 вересня – 26,5%. Мінімальне значення вологості бункерної маси, що приблизно відповідає останньому дню збирання, становило 23 –24%. Вологість насіння після первинного очищення на ОВС – 25 в порівнянні з бункерною масою зменшується до 2%, тобто вологість насіння, яке буде завантажуватися на сушарку в залежності від його фази стиглості та погодних умов року буде в середньому становити 21 –28,5%.

Таблиця 1. Значення допустимої температури нагрівання насіння конопель в залежності від його вологості при сушінні на шахтних та барабанних сушарках( Дані І.Л.Нечипоренка, 1974 рік )

Початкова вологість насіння, %	Допустима температура нагрівання насіння, °С
До 15	60
Вище 15 до 18	55
Вище 18 до 21	50
Вище 21 до 25	45
Вище 25 до 30	40
Вище 30	35

Згідно рекомендованих значень допустимої температури нагрівання насіння, наведених в таблиці 1, для максимального значення вологості завантаженого на сушарку насіння ( 28,5% ) її показник не повинен перевищувати 40°C. Тому першочергово на регуляторі була встановлена температура 40°C. При даній температурі на регуляторі встановлено, що при товщині шару 25 см розподіл температури теплоносія в шарах насіння нерівномірний ( табл.2 ), а відтак і процес сушіння верхнього, середнього та нижнього шарів здійснюється по різному. Тому для більш рівномірного сушіння насіння конопель здійснено періодичне перемішування шарів.

Таблиця 2. Показники розподілу температури теплоносія в шарах насіння при сушінні, його тривалість та якість

Товщина шару, см	Швидкість повітряного потоку, м /с	Початкова вологість насіння, %	Установочна температура на регуляторі, °С	Температура теплоносія в шарах, °С			Тривалість сушіння до кондиційної вологості, год.	Схожість, %
				верхньому	середньому	нижньому		
25	4,30	26,4	40*- 60	23*	24*	36*	3,5	74,8

Початкова вологість насіння в досліді становила 26,4%, що відповідає згідно раніше розроблених рекомендацій допустимій температурі його нагрівання 40 °С. Температура нагрівання нижнього шару становила 36 °С, середнього – 24 °С та верхнього - 23 °С. Через 30 хвилин сушіння середня вологість насіння становила вже 23,9%, тому температуру на регуляторі було підвищено до 45°C, а через 1 годину при вологості насіння 20,8% температура на регуляторі була встановлена рівною 50 °С. Таким чином через кожні 30 хвилин сушіння здійснювалося визначення вологості насіння і відповідно з нею встановлювалася згідно таблиці 1 температура на регуляторі, яка дещо перевищувала максимальну температуру теплоносія в нижньому шарі. В підсумку насіння конопель висухло до кондиційної вологості за 3,5 години. При цьому його схожість становила 74,8%, що знаходиться в межах державного стандарту на насіння конопель 1<sup>ї</sup> репродукції [2].

В наступному варіанті сушіння початкова вологість становила 20,3%. Показники товщини шару та швидкості повітряного потоку були ті ж самі, що і в попередньому досліді.

Згідно даних таблиці 1 для початкової вологості насіння 20,3% допустима температура його нагрівання не повинна перевищувати 50 °С. Дана температура встановлювалася на регуляторі, при якій максимальна температура теплоносія в нижньому шарі становила 48 °С, тобто не перевищувала допустимої температури нагрівання насіння (табл.3). В середньому та верхньому шарах вона була нижчою і становила, відповідно, 28 та 26 °С. Як і в попередньому варіанті для вирівнювання температури в шарах в процесі сушіння насіння здійснювалося їх перемішування.

Таблиця 3. Якість насіння конопель, зібраного зернозбиральним комбайном, після сушіння на наземній сушарці при режимах, встановлених для шахтних та барабанних сушарок

Товщина шару, см	Швидкість повітряного потоку, м/с	Початкова вологість насіння, %	Установочна температура на регуляторі, °С	Температура теплоносія в шарах, °С			Тривалість сушіння до кондиційної вологості, год.	Схожість, %
				Верхньому	Середньому	Нижньому		
25	4,30	20,3	50* - 60	26*	28*	48*	1,7	73,8

Перший відбір на вологість здійснений через 30 хвилин з початку сушіння. На цей час вологість насіння становила 17,5%, а відтак, згідно даним таблиці 1, допустима температура його нагрівання вже може становити 55°С, тому даний показник температури і був встановлений на регуляторі. Через 1 годину з початку сушіння здійснений наступний відбір насіння на вологість, яка становила 15,0 %, що відповідає вже допустимій температурі його нагрівання 60°С. Даний показник температури був встановлений на регуляторі і при ньому насіння досушувалося до кондиційної вологості. В підсумку тривалість сушіння насіння до кондиційної вологості становила 1,7 години, а схожість – 73,8%, що знаходиться в межах державного стандарту на насіння конопель 1 репродукції.

Таким чином результати проведених двох дослідів свідчать про те, що відповідність допустимої температури насіння

початковій його вологості, встановленої для шахтних та барабаних сушарок справедлива і для наземних сушарок стосовно насіння конопель, зібраного зернозбиральним комбайном.

Чи можливо для сушіння насіння конопель, зібраного зернозбиральним комбайном, використовувати більш високі температури, ніж для насіння, зібраного коноплезбиральним комбайном, при сушінні на шахтних та барабаних сушарках?

Для цього був проведений дослід на термостійкість насіння. Початкова вологість насіння становила 19,3%. Для даної вологості допустима температура нагрівання насіння, згідно таблиці 1, становить 50°C. Однак для випробування насіння на термостійкість на регуляторі була встановлена температура 70°C. При цьому температура теплоносія у верхньому та середньому шарах становила 29 – 31 °С, а у нижньому шарі – 64 – 65°C ( табл.4 ).

Температура, встановлена на регуляторі впродовж сушіння насіння до кондиційної вологості не змінювалася. Через 30 хвилини сушіння вологість насіння становила 15,3%, а через 1 годину – кондиційне значення 12,5%. Перемішування шарів здійснювалося аналогічно з двома попередніми варіантами сушіння. В підсумку можна говорити про те, що встановлена температура негативно вплинула на схожість насіння навіть при постійному перемішуванні шарів. Її значення 69,3% стало вже нижчим за мінімально допустимий показник для насіння конопель 1 репродукції.

Таблиця 4. Результати дослідів на термостійкість насіння конопель, зібраного зернозбиральним комбайном

Товщина шару, см	Швидкість повітряного потоку, м/с	Початкова вологість насіння, %	Установочна температура на регуляторі, °С	Температура теплоносія в шарах, °С			Тривалість сушіння до кондиційної вологості, год.	Схожість, %
				верхньому	середньому	нижньому		
25	4,30	19,3	70	29-31	29-31	64-65	1,0	69,3

**Висновки.** Внаслідок проведених досліджень з визначення режимів сушіння насіння конопель на наземних сушарках можна зробити такі висновки:

1. При сушінні насіння конопель, зібраного зернозбиральним комбайном, на наземних сушарках температура теплоносія в його шарах досить нерівномірна. Для її вирівнювання, а відповідно і прискорення процесу сушіння, необхідно здійснювати постійне перемішування шарів.

2. Режими сушіння насіння конопель, зібраного коноплезбиральним комбайном, встановлені для шахтних та барабанних сушарок дійсні і для наземних сушарок стосовно насіння, зібраного зернозбиральним комбайном.

3. Для організації процесу сушіння насіння конопель на наземних сушарках необхідно урегулювати допустиму температуру нагрівання насіння з його вологістю. Із зниженням вологості насіння в процесі сушіння необхідно підвищувати температуру теплоносія, однак при цьому остання не повинна перевищувати допустиму температуру нагрівання насіння для відповідної вологості.

#### Література.

1. Рекомендации по механизации уборки конопли и послеуборочной обработки семян / [ Гончаров Г.И., Воловик С.С., Горшков А.П. и др.]; под. ред. Н.Д. Маловидовой.-М.: Колос, 1974. - 40 с.

2. ДСТУ 2040 – 93. Семена сельскохозяйственных культур. Сортовые и посевные качества. Технические условия. Введен впервые.-К.: Госстандарт Украины,1993. - С.11.

*Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух*



П.В.Лук'яненко, к.т.н., Р.Н.Гілязетдінов, к.т.н.,  
С.П.Коропченко, к.т.н.,  
Інститут луб'яних культур УААН

## **РЕЗУЛЬТАТИ ПЕРЕРОБКИ РУЛОНІВ, ОДЕРЖАНИХ ЗА НОВОЮ ТЕХНОЛОГІЄЮ ЗБИРАННЯ КОНОПЕЛЬ**

*Наведені дані залежності закостриченості волокна конопель виділеного із рулонів, одержаних за новою технологією збирання, від послідовності обробки на різних частинах агрегату для виділення лубу, розробленого в ІЛК.*

Технологія збирання насіння конопель зернозбиральним комбайном в Україні почала використовуватись зовсім недавно. Так, наприклад, в Інституті луб'яних культур (ІЛК) починаючи з 2005 року насіння конопель збирається з використанням таких комбайнів як Домінатор-208 МЕГА, Дніпро-350, Lexion-460, Lexion-550 та інші [1]. Після збирання насіння на полі залишається стеблова маса, яка характеризується такими складовими: стебла на кореню, стебла прикатані колесами та стебла обмолочені молотаркою комбайну. В процесі зимування всі складові стебел конопель вилежуються перетворюючись у тресту. Весною, коли вологість стебел знаходиться в межах кондиційного значення, здійснюється формування з них валка, а з останнього рулону, який переробляється на лінії короткого волокна коноплезаводів.

Альтернативною технологією переробки рулонів одержаних за вище описаним способом може слугувати розроблена в ІЛК технологія виділення лубу та агрегат для її здійснення. На даному агрегаті вибрані та відпрацьовані робочі органи та швидкісні режими для обробки соломи конопель [2-6]. В свою чергу вивчення технологічного процесу переробки нової сировини одержаної за комбайновою технологією та визначення робочих параметрів обладнання при переробці даної сировини є актуальним завданням первинної переробки.

**Мета досліджень** – визначення ефективності виділення волокна з рулонів конопель, одержаних за новою комбайновою технологією їх збирання, на агрегаті для виділення однотипного лубу.

**Результати досліджень.** Дослід проводили з використанням агрегату для виділення однотипного лубу конопель, який складається

з живильної, м'яльно-скоблячої, тіпально-чесальної та трясильної частини. Технічна характеристика агрегату представлена в таблиці 1.

Таблиця 1. Технічна характеристика частин агрегату

№	Параметр	Одиниця виміру	Величина параметру
1	<i>М'яльна частина</i>		
1.1	Кількість м'яльних пар у частині	шт	6
1.2	Кількість плющильних пар у частині	шт	1
1.3	Кількість рифлів: 1-2 пари 3-4 пари 5-6 пари	шт	10 12 16
1.4	Крок робочих крайок: 1-2 пари 3-4 пари 5-6 пари	мм	37,7 31,4 23,6
1.5	Інтерсекція вальців:	мм	10
1.6	<b>Частота обертання вальців</b>	хв <sup>-1</sup>	105;100; 91
2	<i>Тіпальна частина</i>		
2.1	Кількість бил на барабані	шт	6
2.2	Частота обертання барабану	хв <sup>-1</sup>	580
3	<i>Трясильна частина</i>		
3.1	Частота коливання	хв <sup>-1</sup>	120-290
3.2	Кут розмаху	град	70-100
3.3	Швидкість переміщення матеріалу	м/хв	10

Дослідження процесу виділення волокна із рулонів стебел конопель здійснювали як з використанням агрегату в цілому, так і окремо взятих частин: м'яльної і м'яльної та тіпальної. В процесі пропуску стебел через м'яльну частину відключалися наступні за технологічною схемою частини: тіпальна та трясильна. Аналогічно і при поєднанні м'яльної та тіпальної – трясильна.

Перед проведенням досліду був визначений вміст костриці в волокні одержаного з дослідного рулону і даний показник склав 55-58%, при цьому середнє значення даного показника в стеблах - 70%. Це означає, що в процесі формування рулону проходить інтенсивне висипання вільної костриці внаслідок порушення зв'язку між

волокном та деревиною в результаті чого до 10-12% її залишається на полі.

Після проведення досліду з переробки рулонів на агрегаті для виділення лубу ми отримали значення залишкової костриці в волокні конопель представлені на рисунку 1. Вихід волокна по відношенню до маси перероблюваного рулону на агрегаті склав 34-36%, такі значення досягаються за рахунок збагачення волокна від часткового видалення костриці на полі.

З проведеного досліду ми бачимо, що із збільшенням інтенсивності обробки сировини за технологічним процесом заостриченість волокна значно зменшується з 32 до 6,6%. Отже, основну роботу по видаленню костриці з сировини виконують м'яльна і тіпальна частини. Після проходження даних частин агрегату заостриченість волокна складає 10,5%. Дане волокно можливо використовувати на нетрадиційні цілі, наприклад, для утеплювачів, різноманітних наповнювачів тощо. Однак для волокна, яке буде використовуватись у різних технологіях, наприклад для прядіння у суміші з іншими волокнами, заостриченість повинна бути мінімальною, тому в процесі використання даного агрегату ми можемо суттєво знизити заостриченість за рахунок вивчення та підбору оптимальних параметрів роботи його складових.

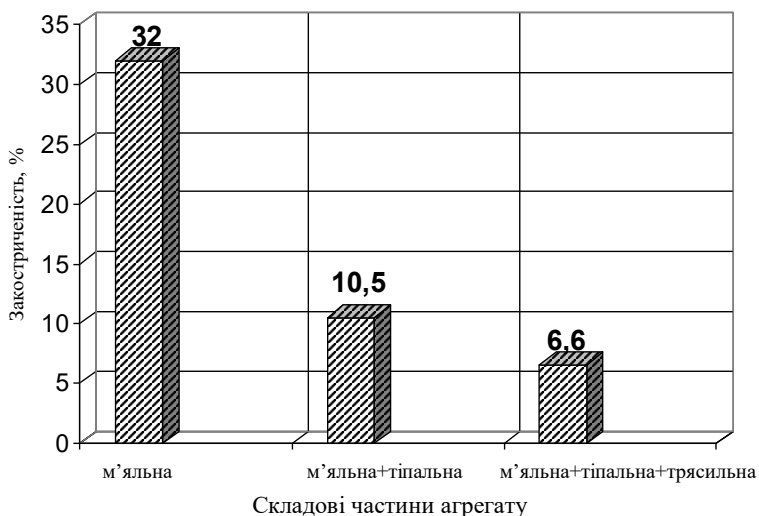


Рис. 1. Розподіл залишкової костриці в залежності від обробки на складових частинах агрегату для виділення лубу конопель

**Висновки.** Результати дослідження процесу виділення волокна конопель з рулонів, після збирання насіння зернозбиральним комбайном, на агрегаті для виділення лубу конопель вказують на ефективність здійснення даного процесу. Згідно до ГОСТ 9993-74 „Пенька коротка. ТУ” найвищий сорт короткої пеньки має граничну масову долю костриці у волокні 12%. Як бачимо, що вміст костриці у волокні, при використанні для його одержання вищезгаданого агрегату, нижчий від встановленого державним стандартом на пеньку коротку, що ще раз вказує на ефективність переробки нової сировини на розробленому в Інституті луб'яних культур агрегаті для виділення лубу.

#### Література

1. Лук'яненко П.В., Маринченко І.О. Дослідження процесу збирання насінневих конопель зернозбиральним комбайном Домінатор-208 МЕГА // Механізація та електрифікація сільського господарства. – Глеваха, 2008.–С. 35-37.

2. Коропченко С.П., Гілязетдінов Р.Н., Лук'яненко П.В., Баранник В.Г., Мешков Ю.Є. Шляхи удосконалення технології збирання та переробки насінневих конопель // Щоквартальний науково-виробничий журнал “Легка промисловість”. – Київський національний університет технологій та дизайну, 2006. – № 2. – С. 46-47.

3. Коропченко С.П., Гілязетдінов Р. Н. Удосконалення технології одержання лубу конопель у вигляді однорідної маси // Матеріали науково – практичної конференції молодих вчених “Стабілізація землекористування та сучасні агротехнології”. – Чабани – 2003. – С. 81-82.

4. Коропченко С.П., Гілязетдінов Р.Н., Мешков Ю.Є. Отримання лубу конопель із заданими параметрами зі стебел з різними фізико-механічними властивостями // Щоквартальний науково-виробничий журнал “Легка промисловість”. – Київський національний університет технологій та дизайну. – 2006. – № 1. – С. 46-47.

5. Марманов В.А. Основы научных исследований и техника эксперимента механико-технологических процессов первичной лубяных волокон / В.А. Мараманов, А.Н. Пигалов. – Ярославль: Ярославский политехнический институт, 1989.–С.62-88.

6. Хайлис Г.А. Исследование сельскохозяйственной техники и обработка опытных данных / Г.А. Хайлис, М.М. Ковалев. - М.:Колос,1994.-170 с.

*Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух*

В.І. Макаєв, к.т.н.

Інститут луб'яних культур УААН

В.О. Шейченко, к.т.н.

ННЦ "ІМЕСГ" УААН

## ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ РОБОТИ ПІДБИРАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ ЛЬОНОПІДБИРАЧА-МОЛОТАРКИ ПМЛ-1 І РОЗРАХУНОК ЙОГО ПАРАМЕТРІВ

*У статті проаналізовано роботу підбирального пристрою барабанно-кулісного типу льонопідбирача-молотарки ПМЛ-1 та встановлено залежність швидкості руху машини від частоти обертання барабану підбирального пристрою та кутової швидкості його обертання від геометричних параметрів барабану.*

**Постановка проблеми.** Робочий процес льонопідбирача-молотарки ПМЛ-1 включає підбирання стеблової стрічки, очісування насінневих коробочок, виділення з них насіння та розстилення соломи льону для приготування трести [1]. В машині використано барабанно-кулісний підбиральний пристрій, що містить барабан з циліндричним кожухом, який обертається навколо осі нерухомого ексцентрично розташованого вала. На вісь вала вільно встановлені втулки з підбиральними пальцями. Кількість пальців 4, кожен палець ковзається в опорах, шарнірно з'єднаних з кожухом барабана. Барабан обертається з постійною частотою навколо своєї осі і веде за собою пальці, які піднімають стебла із стрічки.

Частота обертання підбирального барабану пов'язана зі швидкістю переміщення льонопідбирача-молотарки по полю та впливає на рівномірність стеблової стрічки льону і продуктивність машини. Від рівномірності розташування стебел у стрічках розстилу під час приготування трести залежить однорідність отриманого волокна та його якість.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Відомі ланцюгові та барабанні конструкції підбиральних пристроїв, які застосовувались на льонозбиральних машинах для піднімання стебел льону-довгунця розстелених у стрічки розстилу. Найбільше розповсюдження отримали барабанно-кулісні підбирачі, вони встановлюються на льонопідбирачах-молотарках, підбирачах-обчісувачах та обертачах [1,2,3].

**Мета дослідження.** Обґрунтувати роботу підбираючого пристрою барабанно-кулісного типу льонопідбирача-молотарки ПМЛ-1. Встановити залежність частоти обертання підбирального барабану від швидкості переміщення льонопідбирача-молотарки ПМЛ-1 по полю та сили тиску на стебла у підбиральній пристрої.

**Результати дослідження.** На рис.1 представлена схема підбирального пристрою льонопідбирача-молотарки ПМЛ-1. Пристрій вміщує підбиральний барабан 1, затискний транспортер 2, копіювальне колесо 3 і механізм приводу.

Затискний транспортер складається із двох пасових передач, при цьому нижня передача коротша за верхню. Верхня пасова передача вміщує ведений шків 5, ведучий шків 4 і пас 6. Нижня пасова передача складається з ведучого шківів 7, веденого (він же є підбиральним барабаном 1) і паса 8. На рамі нижньої пасової передачі змонтовано опору вільно встановленого копіювального колеса 3.

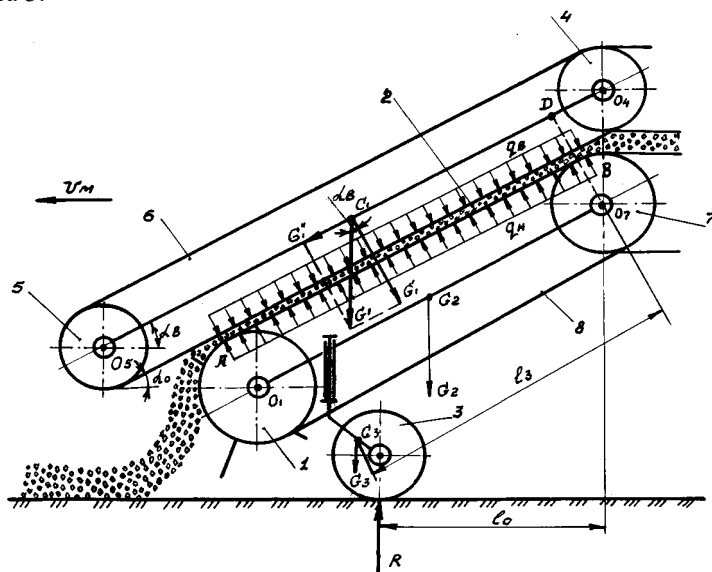


Рис. 1. Сили, що діють на ланки підбирального пристрою та епюри сил тиску пасів на стебла: 1 – підбиральний барабан; 2 – затискний транспортер; 3 – копіювальне колесо; 4 – ведучий шків верхньої передачі; 5 – ведений шків верхньої передачі; 6 – пас верхньої передачі; 7 – ведучий шків нижньої передачі; 8 – пас нижньої передачі

На колесо 3 передається частина ваги затискного транспортера. Позначимо через  $G_1$  вагу верхньої пасової передачі, центр ваги передачі знаходиться у точці  $C_1$ . Відповідно позначимо через  $G_2$  вагу нижньої пасової передачі, а її центр ваги знаходиться у точці  $C_2$ . Вагу колеса з віссю позначимо  $G_3$ , їх центр ваги знаходиться у точці  $C_3$  (рис. 1).

Верхня пасова передача утримується на осі  $O_4$  шківів 4 і може обертатися навколо неї. Завдяки цьому, якщо силу  $G_1$  розкласти на дві складові  $G'_1$  і  $G''_1$ , з них  $G'_1$  перпендикулярна зоні  $AB$  затиску стебел у транспортері, а інша  $G''_1$  паралельна лінії  $AB$  затиску стебел, тоді складова  $G''_1$  утримується опорою  $O_4$  шківів 4, а складова  $G'_1$  передається на зону  $AB$  затиску стебел, створюючи розподілене навантаження  $q_B$ , завдяки цьому стебла затискаються. Це відбувається завдяки тому, що нижня гілка верхньої передачі зв'язана жорстко зі шківом 4. Нижній пас у свою чергу тисне на стебла і верхній ремінь з тиском  $q_H$ , при цьому, якщо не враховувати вагу стебел (він не значний)

$$q_H = q_B \cdot \quad (1)$$

Позначимо кут нахилу верхнього ремня до горизонту  $\alpha_B$ , тоді, як це видно із рис.1, за умови коли діаметри шківів 4 і 5 однакові.

$$\left. \begin{aligned} G'_1 &= G \cos \alpha_B; \\ G''_1 &= G \sin \alpha_B. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Таким чином, якщо завдяки складовій  $G'_1$  створюється тиск  $q_B$ , тоді при рівномірному розподілі тиску  $q_B$  по довжині  $AB$  зони затиску стебел буде мати місце рівність:

$$q_B \epsilon_p l_{AB} = G'_1 = G \cos \alpha_B, \quad (3)$$

де  $l_{AB}$  – довжина зони  $AB$ ,

$\epsilon_p$  – довжина паса.

Із рівняння (3) знаходимо  $q_B$ :

$$q_B = \frac{G \cos \alpha_B}{\epsilon_p l_{AB}}. \quad (4)$$

Тиск  $q_B$ , утворений завдяки дії складової  $G'_1$ , діє на нижню пасову передачу і передається на копіююче колесо 3. На це колесо передається і дія сил  $G_2$  і  $G_3$ . Пасова нижня передача і колесо опирається на ґрунт і вісь  $O_7$  ведучого шківів нижнього паса. Ґрунт, у нерухомому стані машини, створює вертикальну силу реакції  $R$  (рис.1). Завдяки цьому, якщо розглядати рівновагу нижньої пасової передачі разом з колесом 3, скласти суму моментів діючих сил відносно осі  $O_7$  і прирівняти її до нуля, одержимо:

$$\sum M_{O_7} = G'_1 l_{C_1D} + G_2 \cos \alpha_B l_{C_2O_7} + G_3 \cos \alpha_B l_3 - R l_R = 0, \quad (5)$$

де  $l_{C_1D}$  – плече складової  $G'_1$  відносно центра  $O_7$ ;  $l_{C_2O_7}$  – відстань від точки  $C_2$  до точки  $O_7$ ;  $l_3$  – відстань від точки  $C_3$  до лінії  $DO_7$ ;  $l_R$  – плече дії сили  $R$  відносно центра  $O_7$ .

При складанні рівняння (5) прийнято, що момент сили, направлений проти годинникової стрілки, буде зі знаком “+”, а момент сили, направлений за годинниковою стрілкою, зі знаком “-”.

Із формули (5) знаходимо [з врахуванням рівнянь (2)]:

$$R = \frac{\cos \alpha_B}{l_R} (G_1 l_{C_1D} + G_2 l_{C_2O_7} + G_3 l_3). \quad (6)$$

Чим більша сила  $R$  за величиною, тим глибше колесо заходить у ґрунт. При роботі льонопідбирача-молотарки у таких випадках утворюється велика глибина колії, що не бажано, тому що великий тиск на ґрунт призводить до захвату пальцями підбирального барабану разом із стеблами грудочок ґрунту. Грудочки потрапляють спочатку у затискний транспортер, а потім – до обчисувальної камери, терткових вальців та грохота і негативно впливають на їх роботу. Зменшення глибини колії колеса досягається збільшенням його діаметра і ширини обода.

Тиск  $q_B$  і рівний йому тиск  $q_H$  не повинні бути занадто великими. Цю умову необхідно виконати для того, щоб запобігти пошкодженню стебел в зоні затискання, яке негативно впливає на процес вилежування льоносоломи і призводить до зменшення виходу довгого волокна. Згідно з дослідженнями професора Г.А. Хайліса [2], тиск на матеріал між пасами у зоні затискання стебел не повинен перевищувати 200 кПа.

Розглянемо тепер швидкість пасів і процес потрапляння стебел у зону їх затискання.



Позначимо швидкість машини разом з підбиральним пристроєм через  $v_M$ ; швидкість пасів позначимо  $v_{II}$ . Верхній пас слабо навантажений (він лише притискає стебла до нижнього паса), тому його швидкість, котру позначимо  $v_{IIB}$ , буде мало коливатись по його довжині. У зоні  $AB$  сили затискання стебел швидкості обох ременів повинні бути однакові для запобігання їх ковзанню по стеблам і пошкодженню стебел. Нижній пас більш навантажений, тому що він приводить у дію барабан, що піднімає стеблову стрічку, але це навантаження невелике. Отже, якщо швидкість нижнього паса позначити  $v_{IIN}$ , тоді у зв'язку із вищевикладеним, повинна мати місце рівність:

$$v_{IIB} \approx v_{IIN} \approx v_{II}. \quad (7)$$

На вільних ділянках пасів швидкість не змінюється. Змінюватися вона може тільки в зонах обхвату ними шківів.

Під час руху машини зі швидкістю  $v_M$  пальці барабанного підбирача підбирають стеблову стрічку і передають її у зону  $AB$  між двома пасами; у цій зоні стрічка буде рухатись із швидкістю  $v_{II}$ . Стрічка стебел, що знаходиться у зоні  $AB$ , згідно літературних даних [3], включає  $i_L$  стебел на 1 погонному метрі її довжини. Значення  $i_L$  знаходимо за формулою:

$$i_L = B_T i_0 \frac{v_M}{v_{II}}, \quad (8)$$

де  $B_T$  – ширина захвату льонобралки, якою стебла льону були вибрані із ґрунту і укладені на землю у вигляді стрічки;  $i_0$  – густина стеблостою під час брання льону на 1 м<sup>2</sup>;  $v_M$  – швидкість руху підбирача (вектор цієї швидкості показаний на рис. 1).

Позначимо число стебел на 1 погонному метрі, що лежать на землі,  $i_j$ ; це число можна розрахувати по приведеній вище формулі

за умови  $v_M = v_{II}$ , тобто при  $\frac{v_M}{v_{II}} = 1$ . Якщо це значення  $\frac{v_M}{v_{II}}$

підставити в формулу (8), то одержимо:

$$i_j = B_T i_0. \quad (9)$$

За даною формулою розраховується число стебел на 1 погонному метрі стрічки на землі до її піднімання; по тій же формулі обраховується число стебел у стрічці, що знаходяться у зоні  $AB$ ,

затискування стебел (рис.1), якщо під час роботи льонопідбирача-молотарки  $v_M = v_{II}$ .

Спостереження за роботою підбирачів при різних співвідношеннях  $\frac{v_M}{v_{II}}$  показують, що при  $\frac{v_M}{v_{II}} \succ 1$  стрічка льону потовщується (тобто число  $i_l$  зростає), а при  $\frac{v_M}{v_{II}} \prec 1$  стрічка стає тоншою (тобто число  $i_l$  зменшується). Потоншення стрічки небажано, тому що завдяки цьому вона розтягується, а під час розтягування можуть відірватись насінневі коробочки, таким чином,  $v_{II}$  повинна дорівнювати або бути дещо більшою за  $v_M$ . При потовщенні стрічки може зрости тиск верхнього паса на стебла, що небажано через небезпеку розплющування стебел. Як бачимо, можна допустити деяке збільшення тиску, але незначне. Згідно викладеного, швидкість паса підбирального пристрою повинна знаходитися у наступних межах:

$$v_M \leq v_{II} \leq \xi v_M, \quad (10)$$

де  $\xi$  – коефіцієнт, наближене значення якого дорівнює 1,1 [4].

Таким чином, відношення  $\frac{v_{II}}{v_M}$  повинно бути у наступних межах:

$$1 \leq \frac{v_{II}}{v_M} \leq 1,1. \quad (11)$$

Детальна схема показаного на рис. 1 барабанно-кулісного підбирального пристрою представлена на рис. 2,а.

На цій схемі вісь циліндричного кожуха барабана позначена  $C$ , вісь ексцентрикового вала позначена  $L$ , палець позначений  $LM$ , опора пальця, шарнірно з'єднана з кожухом барабана позначена  $K$ , кут повороту кожуха позначений  $\omega t$  ( де  $\omega$  – кутова швидкість обертання кожуха барабана,  $t$  – час); цей кут відраховується від вертикалі за годинниковою стрілкою; застосовані також такі позначення:  $\beta$  – кут відхилення лінії, що з'єднує точки  $C$  і  $L$  від вертикалі;  $\sigma$  – кут відхилення пальця  $LM$  від продовження лінії  $CL$ ;  $\delta_c$  – висота стрічки стебел, що лежить на землі;  $\Delta$  – відстань до землі від нижнього кінця пальця при його розташуванні у нижньому вертикальному положенні.

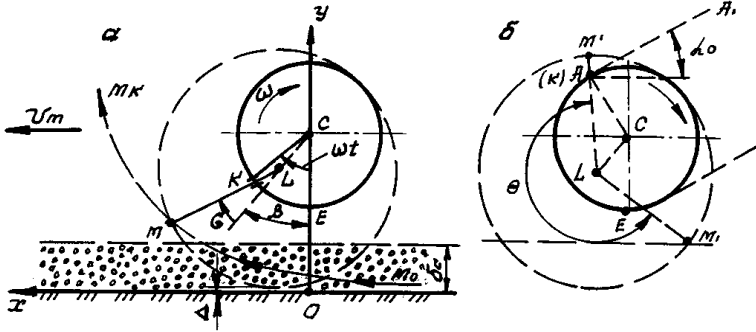


Рис.2. Схема барабанно-кулісного підбирального пристрою (а) і розташування гілок нижнього ремня підбирача на кожуху барабана (б).

Під час руху машини зі швидкістю  $v_M$  разом з підбиральним пристроєм і обертанні кожуха барабана з кутовою швидкістю  $\omega$  кінець  $M$  пальця описує траєкторію  $M_0MM_K$ . Якщо на початку руху підбирача вибрати нерухому систему координат показану на рис.2,а з початком у точці  $O$  перетину з поверхнею ґрунту вертикалі, що проходить через точку  $C$ , вісями  $x$  та  $y$ , то, у відповідності із літературними даними [4], рівняння руху кінця пальця  $M$  у даній системі координат будуть:

$$\left. \begin{aligned} x &= (a+l) \sin \beta + 2l \sin \frac{\sigma}{2} \cos \left( \frac{\sigma}{2} + \beta \right) + v_M t; \\ y &= 2l \sin \frac{\sigma}{2} \sin \left( \frac{\sigma}{2} + \beta \right) + l(1 - \cos \beta) + \Delta, \end{aligned} \right\}, \quad (12)$$

де  $a$  – відстань  $CL$  між віссю барабана і опорою пальця;  $l$  – довжина  $LM$  пальця.

Решта позначень наведені вище.

Рівняння (12) виведене для точки  $M$  (кінець) пальця, але воно справедливе і для інших точок пальця, якщо під  $l$  розглядати відстань від точки  $M$  до точки цього пальця, що розглядаємо.

Кут  $\sigma$  дорівнює [3]:

$$\sigma = \arcsin \frac{\sin(\omega t - \beta)}{\sqrt{1 + \varepsilon^2 - 2\varepsilon \cos(\omega t - \beta)}}. \quad (13)$$

У цьому рівнянні  $\varepsilon$  представляє собою ексцентриситет, рівний:

$$\varepsilon = \frac{a}{r}, \quad (14)$$

де  $r$  – радіус барабана.

Диференціюючи рівняння (12) за  $t$ , вважаючи змінними  $\sigma$  і  $t$  матимемо:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= 2l \left[ \frac{1}{2} \cos \frac{\sigma}{2} \cos \left( \frac{\sigma}{2} + \beta \right) \frac{d\sigma}{dt} - \frac{1}{2} \sin \frac{\sigma}{2} \sin \left( \frac{\sigma}{2} + \beta \right) \frac{d\sigma}{dt} \right] + v_M = \\ &= l \cos(\sigma + \beta) \frac{d\sigma}{dt} + v_M. \end{aligned} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} \dot{y} &= 2l \left[ \frac{1}{2} \cos \frac{\sigma}{2} \sin \left( \frac{\sigma}{2} + \beta \right) \frac{d\sigma}{dt} + \frac{1}{2} \sin \frac{\sigma}{2} \cos \left( \frac{\sigma}{2} + \beta \right) \frac{d\sigma}{dt} \right] = \\ &= l \sin(\sigma + \beta) \frac{d\sigma}{dt}. \end{aligned} \quad (16)$$

Похідна  $\frac{d\sigma}{dt}$  знаходиться диференціюванням функції (13),

вважаючи змінною час  $t$  :

$$\begin{aligned} \frac{d\sigma}{dt} &= \frac{l}{\sqrt{1 - \left( \frac{\sin(\omega t - \beta)}{\sqrt{1 + \varepsilon^2 - 2\varepsilon \cos(\omega t - \beta)}} \right)^2}} \times \\ &\times \left[ \cos(\omega t - \beta) \frac{d}{dt}(\omega t - \beta) \sqrt{1 + \varepsilon^2 - 2\varepsilon \cos(\omega t - \beta)} - \right. \\ &\left. - \frac{l}{2\sqrt{1 + \varepsilon^2 - 2\varepsilon \cos(\omega t - \beta)}} (-2\varepsilon)(-\sin(\omega t - \beta)) \right] \div \\ &\div \left( \left( \sqrt{1 + \varepsilon^2 - 2\varepsilon \cos(\omega t - \beta)} \right)^2 \right) \times \\ &\times \frac{d(\omega t - \beta)}{dt} \sin(\omega t - \beta) = \frac{l}{\sqrt{1 - \frac{\sin^2(\omega t - \beta)}{1 + \varepsilon^2 - 2\varepsilon \cos(\omega t - \beta)}}} \times \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \times \frac{\omega \cos(\omega t - \beta) \sqrt{1 + \varepsilon^2 - 2\varepsilon \cos(\omega t - \beta)} - \frac{\omega \varepsilon \sin^2(\omega t - \beta)}{\sqrt{1 + \varepsilon^2 - 2\varepsilon \cos(\omega t - \beta)}}}{1 + \varepsilon^2 - 2\varepsilon \cos(\omega t - \beta)} = \\ & = \frac{\omega \cos(\omega t - \beta) \sqrt{1 + \varepsilon^2 - 2\varepsilon \cos(\omega t - \beta)} - \frac{\omega \varepsilon \sin^2(\omega t - \beta)}{\sqrt{1 + \varepsilon^2 - 2\varepsilon \cos(\omega t - \beta)}}}{(1 + \varepsilon^2 - 2\varepsilon \cos(\omega t - \beta)) \sqrt{1 - \frac{\sin^2(\omega t - \beta)}{1 + \varepsilon^2 - 2\varepsilon \cos(\omega t - \beta)}}}. \end{aligned}$$

По рівнянням (15) і (16) з врахуванням (17) можна визначити проекції швидкостей точок пальця на осі  $x$  та  $y$ . Знайшовши ці проекції, визначаються повні швидкості точок пальця  $v$ , кути їх нахилу до осі  $x$ , тобто їх направлення. Так, швидкість  $v$  знаходиться наступним чином:

$$v = \sqrt{(\dot{x})^2 + (\dot{y})^2}. \quad (18)$$

Тангенс кута нахилу швидкості до осі  $x$  дорівнює  $\frac{dy}{dx}$ , тобто

$$\frac{dy}{dx} = \frac{\dot{y}}{\dot{x}}, \quad (19)$$

де  $\dot{y}$  та  $\dot{x}$  визначаються по (15) і (16) з урахуванням (17)

Представлений на рис.1 точкою  $A$  початок зони  $AB$  затискування стебел пов'язаний з рис. 2, а, тому що цей початок  $A$  є точкою, де нижній пас, що охоплює кожух барабана 1 (рис.1), відходить під час свого руху від кожуха і рухається вздовж зони  $AB$ , ведучи за собою стебла. Точка  $A$  є останньою точкою барабана, котра ще стикається зі стеблами. Для знаходження цієї точки на кожуху барабана (рис. 2, б) побудовані кола кожуха барабана і траєкторії кінця положення пальця з урахуванням рис. 2 а і скоординовані з рис. 1.

Як бачимо із рис.1, лінія  $AB$  зони затискання стебел нахилена до горизонталі під кутом  $\alpha_0$ . Завдяки цьому проводимо на рис. 2,б похилу дотичну  $A_1A$  до кола кожуха барабана з центром  $C$  під кутом  $\alpha_0$  до горизонталі. Це дотикання здійснюється у точці. Ця точка, що одночасно є опорою пальця шарнірно пов'язана з кожухом барабана, на рис. 2,а вона позначена  $K$ , на рис. 2, б вона позначена  $A$ , але у дужках добавлена буква  $K$ . Це означає, що на рис.2,а така

точка позначена  $K$ . Як бачимо із рис. 2,б палець виконує корисну роботу по підніманню стебел тільки під час повороту на кут  $\Theta$  від положення  $LM$ , де починається захват і піднімання стебел до положення  $LAM'$ . Цей кут набагато менший  $360^\circ$ .

Між швидкістю паса  $v_n$  і кутовою швидкістю обертання барабана  $\omega$  у відповідності з теорією пасових передач є залежність:

$$v_n = \omega \left( r + \frac{\delta_n}{2} \right), \quad (20)$$

де  $\delta_n$  - товщина пасу.

Наведене рівняння складено виходячи з того, що під час згинання паса, що охоплює шків, нейтральна лінія у пасі проходить по середині його товщини. З урахуванням наведеного вище рівняння (11) матиме вигляд:

$$I \leq \frac{\omega \left( r + \frac{\delta_n}{2} \right)}{v_m} \leq I, I. \quad (21)$$

З цього знаходимо:

$$\frac{v_M}{r + \frac{\delta_n}{2}} \leq \omega \leq \frac{I, I v_M}{r + \frac{\delta_n}{2}}. \quad (22)$$

У таких межах повинна знаходитися кутова швидкість обертання барабана підбирального пристрою.

### Висновки:

1. Тиск на стебла в затискному транспортері створюється за рахунок ваги верхньої пасової передачі і тим більше, чим більше вага цієї передачі. Сила тиску самоустановлюючого колеса на ґрунт тим більше, чим більше вага пасових передач, колеса зі стійкою і відстані від центрів ваги вказаних вузлів до осі ведучого вала нижньої ременеві передачі.

2. Відношення швидкостей пасів і машини повинно знаходитися у межах  $I \leq \frac{v_{II}}{v_M} \leq I, I$ .

3. Кутова швидкість обертання барабана повинна бути у межах:  $\frac{v_M}{r + \frac{\delta_n}{2}} \leq \omega \leq \frac{I, I v_M}{r + \frac{\delta_n}{2}}$ .

4. Швидкість руху точок пальців барабана визначається по виведеним вище формулам (15), (16), (17), (18) і (19).

#### Література

1. Макаєв В.І. Результати робіт зі створення льонопідбирача-молотарки // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. статей.– Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2006 – Вип. 14. – С. 137-144.

2. Льоноуборочные машины / Г.А.Хайлис, Н.Н. Быков, В.Н. Бухаркин и др. – М., 1985. – С.103-105.

3. Хайлис Г.А.. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин. – К: Издат. УСХА, 1992, – 182 с.

4. Хайлис Г.А. Элементы теории и расчета льоноуборочных машин. – М: Машгиз, 1963. – С.142-143.

*Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс*

УДК 539.3

О.В. Максимович, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

### **ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ КОМПОЗИТНИХ ПЛАСТИНЧАСТИХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН, ПОСЛАБЛЕНИХ СИСТЕМОЮ ТРІЩИН**

*У статті представлено алгоритм дослідження напруженого стану анізотропних пластинок, послаблених системою довільної кількості тріщин. Алгоритм ґрунтується на інтегральних рівняннях, побудованих відносно стрибків переміщень. На прикладах показана ефективність алгоритму.*

**Постановка проблеми.** Розглядається пружна анізотропна пластинка, що послаблена системою тріщин, яка перебуває під дією зусиль на нескінченності, зосереджених сил та зусиль, прикладених до берегів тріщин. Побудуємо алгоритм дослідження напруженого стану анізотропних пластинок та встановимо вплив механічних характеристик матеріалу на значення коефіцієнтів інтенсивності напружень (КІН).

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** При дослідженні пружної рівноваги ізотропних пластинок довільної форми з

криволінійними тріщинами широко використовуються універсальні підходи, які розроблені на основі сумісного застосування методів граничних інтегральних рівнянь (ГІР) і ТФКЗ [4]. Стосовно до анізотропних пластинок аналогічні за загальністю алгоритми в літературі почали розроблятися в останні роки [1, 5]. Зазначимо, що ефективні алгоритми для розв'язування цього ж класу задач розвинені в роботах [2, 3] на основі методів рядів та конформного відображення.

Для побудови інтегральних рівнянь стосовно до анізотропних пластинок, як правило, використовують інтегральні представлення, що містять стрибки комплексних потенціалів на берегах тріщин, які не мають безпосередньо механічного змісту. У той же час для ізотропних пластинок ці рівняння будують в основному на основі стрибків переміщень. У даній роботі використано аналогічний підхід для анізотропних пластинок.

**Метою дослідження** є розрахунок напруженого стану анізотропних пластинок, послаблених довільною кількістю тріщин та дослідження на його основі впливу механічних характеристик матеріалу на значення КІН.

**Інтегральні рівняння задачі відносно стрибків переміщень.** Для побудови загального розв'язку задачі розглянемо нескінченну пластинку, що містить одну тріщину, розміщену на контурі  $L$ . Тоді використовуючи властивості аналітичних функцій, для потенціалів Лехніцького використаємо представлення [1]

$$\Phi(z_1) = \frac{1}{2\pi i} \int_{L^{(1)}} \frac{(\Phi^+ - \Phi^-) dt_1}{t_1 - z_1} + \Phi_s(z_1), \quad \Psi(z_2) = \frac{1}{2\pi i} \int_{L^{(2)}} \frac{(\Psi^+ - \Psi^-) dt_2}{t_2 - z_2} + \Psi_s(z_2), \quad (1)$$

де  $\Phi^\pm, \Psi^\pm$  – граничні значення функцій  $\Phi$  і  $\Psi$  при підході до розрізу зліва і справа відносно вибраного напрямку,  $L^{(1)}$  і  $L^{(2)}$  – контури в допоміжних системах координат  $(x_1, y_1)$  і  $(x_2, y_2)$ , в які після афінних перетворень переходить крива  $L$  [1,3],  $z_j = x + s_j y$ ,  $t_j = \xi + s_j \eta$ ,  $s_j$  – корені характеристичного рівняння

$$A(s) = \alpha_{11} s^4 - 2\alpha_{16} s^3 + (2\alpha_{12} + \alpha_{66}) s^2 - 2\alpha_{26} s + \alpha_{22} = 0, \quad (2)$$

причому  $Im s_j > 0$ ,  $\alpha_{ij}$  – пружні сталі. Комплексні потенціали з індексом  $s$  визначають напружений стан нескінченної пластинки, який виникає тільки від дії зосереджених сил і навантаження на безмежності.

Розглянемо довільний контур  $\Gamma$ , який належить області  $D$ , що займає пластинка. Позначимо через  $(X, Y)$  і  $(u, v)$  – відповідно



вектори напружень і переміщень на цьому контурі. Прийmemo, що ці вектори є відомі величини. Тоді на основі [1] маємо

$$\Phi(z_1) = \frac{-v' + s_1 u' + p_1 X + q_1 Y}{\Delta_1 z_1'}, \quad \Psi(z_2) = \frac{-v' + s_2 u' + p_2 X + q_2 Y}{\Delta_2 z_2'}, \quad (3)$$

де  $u' = du/ds$ ,  $v' = dv/ds$ ,  $z_j' = dx/ds + s_j dy/ds$ ,  $ds$  – диференціал дуги на  $\Gamma$ ,

$$\Delta_1 = a_{11}(s_1 - \bar{s}_1)(s_1 - s_2)(s_1 - \bar{s}_2), \quad \Delta_2 = a_{11}(s_2 - \bar{s}_1)(s_2 - s_1)(s_2 - \bar{s}_2),$$

$$p_j = \alpha_{11} s_j^2 - \alpha_{16} s_j + \alpha_{12}, \quad q_j = \alpha_{12} s_j - \alpha_{26} + \alpha_{22} / s_j.$$

Використовуючи формули (1) і (3), отримуємо інтегральне представлення

$$\begin{aligned} \Phi(z_1) &= \frac{1}{2\pi\Delta_1 i} \int_L \frac{(-g_2' + s_1 g_1') ds}{t_1 - z_1} + \Phi_S(z_1), \quad \Psi(z_2) = \\ &= \frac{1}{2\pi\Delta_2 i} \int_L \frac{(-g_2' + s_2 g_1') ds}{t_2 - z_2} + \Psi_S(z_2), \end{aligned} \quad (4)$$

де  $g_1 = u^+ - u^-$ ,  $g_2 = v^+ - v^-$ . Тут прийнято, що вектори зусиль на протилежних берегах тріщини, причому в представленні (4) функції  $g_1$ ,  $g_2$  – стрибки переміщень на берегах тріщини.

Підставимо представлення (4) в формули для визначення вектора напружень на тріщині

$$\begin{aligned} 2 \operatorname{Re} [\Phi(z_1) z_1' + \Psi(z_2) z_2'] &= -Y_T, \\ 2 \operatorname{Re} [s_1 \Phi(z_1) z_1' + s_2 \Psi(z_2) z_2'] &= X_T, \end{aligned} \quad (5)$$

де  $(X_T, Y_T)$  – вектор напружень на тріщині.

Використовуючи формули Сохоцького при граничному переході, маємо при  $(x, y) \in L$

$$\begin{aligned} 2 \operatorname{Re} [\Phi(z_1) z_1' + \Psi(z_2) z_2'] + C_1 &= -Y_T, \\ 2 \operatorname{Re} [s_1 \Phi(z_1) z_1' + s_2 \Psi(z_2) z_2'] + C_2 &= X_T, \end{aligned} \quad (6)$$

причому тут інтеграли із представлення (5) розглядаються в сенсі головного значення за Коші. Тут позаінтегральні члени, які виникають у формулі Сохоцького, рівні

$$C_1 = -g_2' R_0 + g_1' R_1, \quad C_2 = -g_2' R_1 + g_1' R_2,$$

де  $R_j = \operatorname{Re}(s_j^j / \Delta_j + s_2^j / \Delta_2)$ .

Легко показати, що  $R_0 = R_1 = R_2 = 0$ , а тому в формулах (6)

$$C_1 = C_2 = 0.$$

Перепишемо представлення (4) у вигляді

$$\begin{aligned}\Phi(z_1) &= \int_L \left[ g_1' \Phi_1(z_1, t_1) + g_2' \Phi_2(z_1, t_1) \right] ds + \Phi_s(z_1), \\ \Psi(z_2) &= \int_L \left[ g_1' \Psi_1(z_2, t_2) + g_2' \Psi_2(z_2, t_2) \right] ds + \Psi_s(z_2),\end{aligned}\quad (7)$$

$$\text{де } \Phi_1 = \frac{A_1}{t_1 - z_1}, \quad \Phi_2 = \frac{A_2}{t_1 - z_1}, \quad \Psi_1 = \frac{B_1}{t_2 - z_2}, \quad \Psi_2 = \frac{B_2}{t_2 - z_2},$$

$$A_1 = -\frac{is_1}{2\pi\Delta_1}, \quad A_2 = \frac{i}{2\pi\Delta_1}, \quad B_1 = -\frac{is_2}{2\pi\Delta_2}, \quad B_2 = \frac{i}{2\pi\Delta_2}.$$

**Числовий алгоритм розв'язування отриманих рівнянь.** У представлення (7) входять інтеграли вигляду

$$A = \int_{\Gamma} F(\xi, \eta) ds, \quad B(z_1) = \int_{\Gamma} \frac{F(\xi, \eta)}{t_1 - z_1} ds, \quad C(z_2) = \int_{\Gamma} \frac{F(\xi, \eta)}{t_2 - z_2} ds \quad (8)$$

де  $\Gamma$  – гладкий розімкнений контур,  $ds$  – диференціал дуги на контурі. Інтеграли  $B$  і  $C$  розглядаються в сенсі головного значення, тобто приймається, що точка  $(x, y) \in \Gamma$ . Будемо розглядати випадок, коли контур інтегрування заданий параметрично у вигляді  $\xi = \alpha(\theta)$ ,  $\eta = \beta(\theta)$ ,  $-1 \leq \theta \leq 1$ . Функції  $B$  і  $C$  будемо знаходити в точках  $x = \alpha(\tau)$ ,  $y = \beta(\tau)$ ,  $-1 \leq \tau \leq 1$ .

Відомо, що підінтегральні функції в інтегральних рівняннях мають кореневі особливості на кінцях тріщин [1,4]. Тому зобразимо  $F(\alpha(\theta), \beta(\theta)) = U(\theta) / \sqrt{1 - \theta^2}$ , де  $U(\theta)$  – гладка, обмежена функція.

Для обчислення цих інтегралів використаємо квадратурну формулу Лобатто. Істотним для розглянутої задачі є те, що вона використовує значення підінтегральної функції на кінцях проміжку, через яку безпосередньо визначаються КІН. Використовуючи цю формулу, маємо [1]

$$A = \sum_{n=1}^N A_n U_n s_n', \quad B(z_{1\nu}) = \sum_{k=1}^N A_k \frac{U_k s_k'}{t_{1k} - z_{1\nu}}, \quad C(z_{2\nu}) = \sum_{k=1}^N A_k \frac{U_k s_k'}{t_{2k} - z_{2\nu}}, \quad (9)$$

$$\text{де } s_k' = s'(\theta_k), \quad s'(\theta) = \sqrt{\alpha'(\theta)^2 + \beta'(\theta)^2}, \quad t_{1k} = \omega_1(\theta_k), \quad t_{2k} = \omega_2(\theta_k),$$

$$U_k = U(\theta_k); \quad \theta_k = -\cos(\pi_N(k-1)), \quad k = 1, \dots, N; \quad \pi_N = \frac{\pi}{N-1}; \quad A_k = \pi_N,$$

при  $k \neq 1$  і  $k \neq N$ ;  $A_1 = A_N = 0,5\pi_N$ ;  $N$  – вибрана кількість вузлових точок,  $z_{1\nu} = \omega_1(\tau_\nu)$ ,  $z_{2\nu} = \omega_2(\tau_\nu)$ ,  $\tau_\nu = \cos[\pi_N(\nu - 0,5)]$  при  $\nu = 1, \dots, N-1$  □ ,

$$\omega_0(\theta) = \alpha(\theta) + i\beta(\theta), \quad \omega_j(\theta) = \alpha(\theta) + s_j\beta(\theta), \quad j = 1, 2.$$

Використаємо наведені квадратурні формули для представлення (7) і прийемо, що для введених функцій справедливі представлення

$$g'_1 = \frac{dg_1}{d\theta} \frac{1}{s'} = \frac{U(\theta)}{s' \sqrt{1-\theta^2}}, \quad g'_2 = \frac{dg_2}{d\theta} \frac{1}{s'} = \frac{V(\theta)}{s' \sqrt{1-\theta^2}}.$$

Тоді маємо

$$\begin{aligned} \Phi(z_{1\nu}) &= \sum_{k=1}^N A_k [\Phi_1(z_{1\nu}, t_{1k}) U_k + \Phi_2(z_{1\nu}, t_{1k}) V_k] + \Phi_S(z_{1\nu}), \\ \Psi(z_{2\nu}) &= \sum_{k=1}^N A_k [\Psi_1(z_{2\nu}, t_{2k}) U_k + \Psi_2(z_{2\nu}, t_{2k}) V_k] + \Psi_S(z_{2\nu}). \end{aligned} \quad (10)$$

Покладемо в (6)

$$x = x_\nu = \alpha(\tau_\nu), \quad y = y_\nu = \beta(\tau_\nu), \quad \nu = 1, \dots, N-1.$$

Тоді отримаємо систему рівнянь

$$2 \operatorname{Re} [\Phi(z_{1\nu}) z'_{1\nu} + \Psi(z_{2\nu}) z'_{2\nu}] = -Y_\nu,$$

$$2 \operatorname{Re} [s_1 \Phi(z_{1\nu}) z'_{1\nu} + s_2 \Psi(z_{2\nu}) z'_{2\nu}] = X_\nu,$$

де  $X_\nu = X(x_\nu, y_\nu)$ ,  $Y_\nu = Y(x_\nu, y_\nu)$ ,

$$z'_{j\nu} = x'_\nu + s_j y'_\nu, \quad x'_\nu = \alpha'(\tau_\nu), \quad y'_\nu = \beta'(\tau_\nu),$$

$\nu = 1, \dots, N-1$ . Підставивши в (6) співвідношення (10), отримаємо систему алгебраїчних рівнянь

$$\sum_{k=1}^N A_k (q_{\nu k}^{(1)} U_k + q_{\nu k}^{(2)} V_k) = q_\nu - q_\nu^S, \quad \nu = 1, \dots, N-1, \quad (11)$$

де введено позначення

$$\begin{aligned} q_{\nu k}^{(j)} &= (1 + is_1) z'_{1\nu} \Phi_j(z_{1\nu}, t_{1k}) + (1 + is_1) \overline{z'_{1\nu}} \overline{\Phi_j(z_{1\nu}, t_{1k})} + \\ &\quad + (1 + is_2) z'_{2\nu} \Psi_j(z_{2\nu}, t_{2k}) + (1 + is_2) \overline{z'_{2\nu}} \overline{\Psi_j(z_{2\nu}, t_{2k})}, \\ q_\nu^S &= (1 + is_1) z'_{1\nu} \Phi_S(z_{1\nu}) + (1 + is_1) \overline{z'_{1\nu}} \overline{\Phi_S(z_{1\nu})} + \\ &\quad + (1 + is_2) z'_{2\nu} \Psi_S(z_{2\nu}) + (1 + is_2) \overline{z'_{2\nu}} \overline{\Psi_S(z_{2\nu})}, \quad q_\nu = i(X_\nu + iY_\nu). \end{aligned}$$

Тут для зручності об'єднано два рівняння (6). Доповнимо цю систему рівнянням, що забезпечує умови однозначності переміщень

$$\sum_{k=1}^N A_k (U_k + iV_k) = 0 \quad (12)$$

Сукупність рівнянь (11), (12) становлять замкнену систему рівнянь.

Знайдемо КІН біля вершини тріщини, якій відповідає параметр  $\theta = I$ . Позначимо кут між дотичною до тріщини в околі цієї вершини і віссю  $Ox$  через  $\alpha$ . Використовуючи [1], отримуємо

$$K_I = -2\sqrt{\pi} \operatorname{Im}(W \delta_1 \bar{\delta}_2) / \sqrt{s_N}, \quad K_{II} = -2\sqrt{\pi} \operatorname{Im}(W \delta_1 \gamma_2) / \sqrt{s_N}$$

$$\text{де } W = \frac{s_I U_N - V_N}{\Delta_I z_{IN}} \frac{s_2 - s_I}{s_2 - s_2}, \quad \gamma_j = \sin \alpha - s_j \cos \alpha, \quad \delta_j = \cos \alpha + s_j \sin \alpha.$$

Аналогічно записуються вирази для знаходження КІН для іншої вершини.

**Система тріщин.** Розглянемо систему  $M$  тріщин. Будемо позначати для кожної з них додатково номером наверху введені вище коефіцієнти, які стосувались однієї тріщини. Тоді система рівнянь набуде вигляду

$$\sum_{m=1}^M \sum_{k=1}^{N_m} (a_{v,\mu,k,m} U_k^{(m)} + b_{v,\mu,k,m} V_k^{(m)}) = q_v^\mu - q_v^{\mu S}, \quad (13)$$

$$\sum_{k=1}^{N_m} A_k^{(m)} (U_k^{(m)} + iV_k^{(m)}) = 0,$$

$$\text{де } a_{v,\mu,k,m} = A_k^{(m)} q_1(z_v^{(\mu)}, t_k^{(m)}, \alpha_v^{(\mu)}), \quad a_{v,\mu,k,m} = A_k^{(m)} q_2(z_v^{(\mu)}, t_k^{(m)}, \alpha_v^{(\mu)}), \\ v = 1, \dots, N_m, \quad \mu = 1, \dots, M.$$

**Результати розрахунків.** Проведемо дослідження напруженого стану біля системи із  $M$  паралельних до вісі  $Oy$  тріщин, відстань між якими  $d$ . Приймемо, що півдовжина тріщин  $a$ , пластинка розтягується  $p$  вздовж вісі  $Ox$ .

На рис.1 наведено відповідними значками значення відносних КІН  $F_I = K_I / p\sqrt{\pi a}$  для кожної з сорока тріщин ( $M=40$ ) для ізотропного матеріалу при відносних значеннях відстаней  $d/a=0,25; 0,5; 0,75; 2; 5; 10$ , які позначені номерами  $1, \dots, 6$ .

Наведемо також розраховані значення відносних КІН для розглянутих відстаней при періодичному розміщенні системи тріщин: 0,2; 0,282; 0,348; 0,57; 0,848; 0,954. На основі наведених на рис.1 даних видно, значення КІН для періодичної задачі є меншими за величиною, ніж в системі обмеженої кількості тріщин. Максимальні значення КІН досягаються для крайніх тріщин, причому при малих відстанях між тріщинами ці значення можуть

перевищувати у кілька разів відповідні значення для періодичної задачі (приблизно в 2,5 рази при  $d/a=0,25$ ).

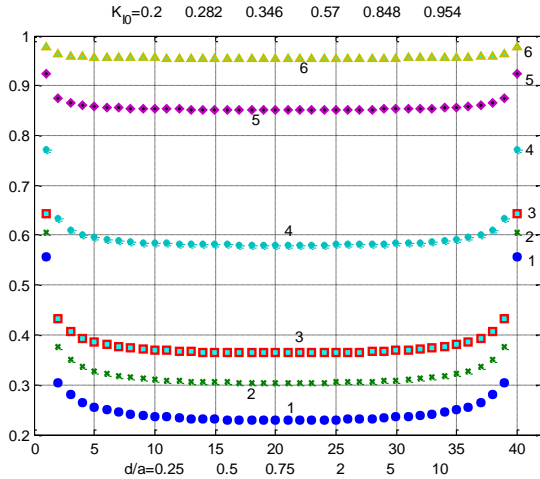


Рис. 1. Значення відносних КІН на кожній із 40 тріщин в ізотропній пластині.

Розглянемо випадок, коли в цій системі тріщин довжина центральної тріщини має більшу довжину – рис 2. На рис. 3 номерами 1 – 3 зображені розраховані значення відносних КІН для ізотропного матеріалу, коли  $d/a=0.5$  та довжина центральної тріщини рівна  $1.1a$ ,  $1.3a$ ,  $1.5a$  відповідно.

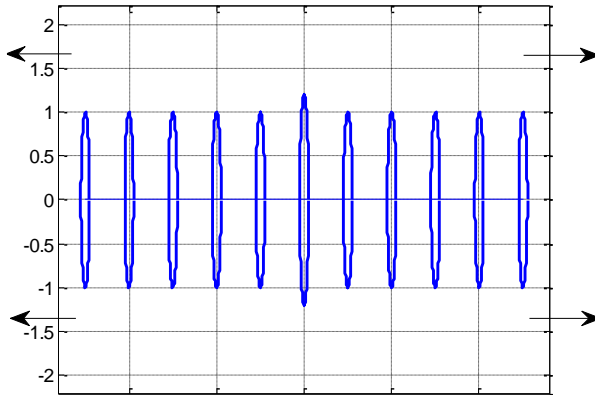


Рис. 2. Система 40 тріщин, довжина середньої тріщини:  $1.1a$ ,  $1.3a$ ,  $1.5a$ .

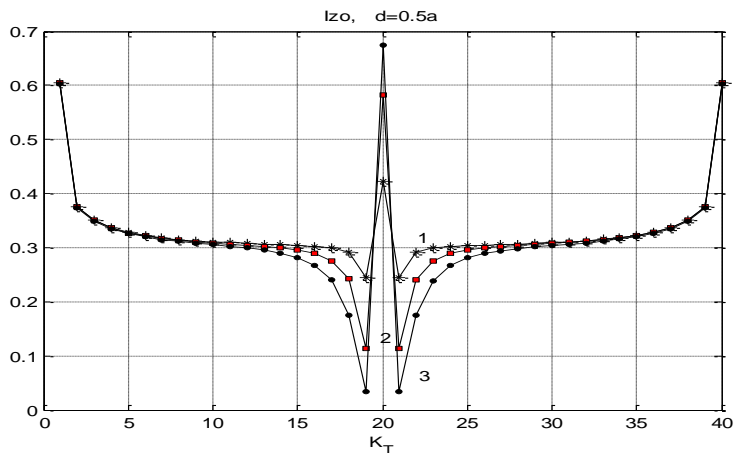


Рис. 3. Ізотропна пластинка, різні довжини середньої тріщини

Аналогічні результати для пластинки з матеріалу *CF1* зображено на рис. 4. На рис.5 наведені відносні значення КІН для матеріалу *CF1* з повернутими на  $90^0$  всіма ортотропії при  $d/a=1$ .

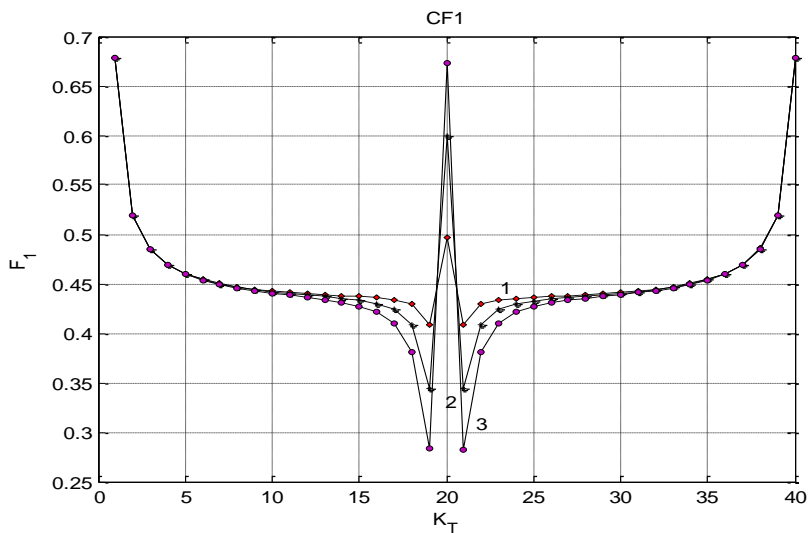


Рис. 4. Пластинка із матеріалу *CF1*, різні довжини середньої тріщини

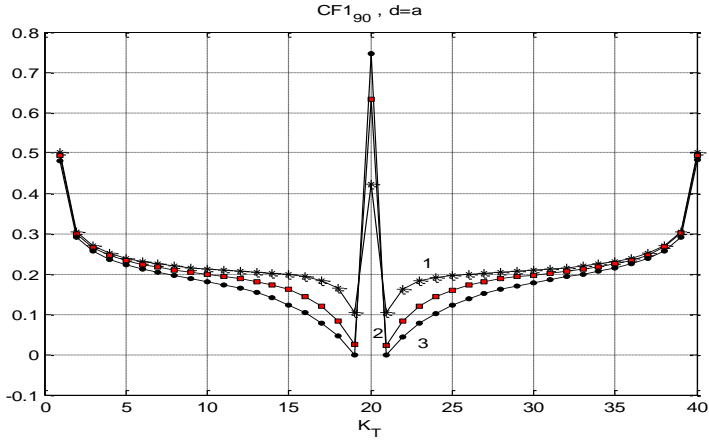


Рис. 5. Пластинка із матеріалу  $CF1$ , осі ортотропії повернуті на  $90^0$ .

Із рис. 3-5 видно, що для тріщини з локально збільшеною довжиною КІН істотно зростають. При цьому КІН зростають пропорційно збільшенню довжини тріщини, КІН у близьких до центральної тріщини значно менші за величиною, ніж в системі з тріщинами однакової довжини. Найбільш істотно зростає КІН біля тріщини із локально збільшеною довжиною, якщо вона розміщена паралельно напрямку із меншою жорсткістю матеріалу (див. рис. 5).

**Висновки.** Запропоновано алгоритм дослідження напруженого стану анізотропних пластинок, послаблених системою тріщин. Ефективність алгоритму проілюстрована при дослідженні напружень біля системи 40 паралельних тріщин, у тому числі різної довжини. Встановлено випадки, коли значення КІН мало або істотно залежать від механічних характеристик матеріалу. Показано, що КІН істотно зростають на крайніх тріщинах або тріщинах із локально збільшеною довжиною.

#### Література

1. Божидарнік В.В., Максимович О.В. Пружна та гранична рівновага анізотропних пластинок з отворами і тріщинами. –Луцьк: ЛДТУ, 2003. - 226с.

2. Калоєров С.А., Авдюшина Е.В. Концентрація напружень в анізотропній полуплоскості с отвeрстиями и трещинами // Теорет. і прикл. механіка. –1997. – Выш. 27. –С. 63–72.

3. Космодамианский А.С. Напряженное состояние анізотропных сред с отверстиями или полостями. –Киев-Донецк: Вища школа, 1976. – 200 с.

4. Саврук М.П., Осив П.Н., Прокопчук И.В. Численный анализ в плоских задачах теории трещин. – К.: Наук.думка, 1989. – 248 с.

5. Фильштинский А.Л. Краевые задачи теории упругости для анизотропной полуплоскости, ослабленной отверстием или разрезом // Изв.АН СССР,МТТ.-1980.-6.-с.72-79.

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

УДК 631.362

Ю.О. Манчинський, д.т.н., проф.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

В.В. Падалка

Полтавська державна аграрна академія

## **ОБҐРУНТУВАННЯ СПОСОБУ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ КУЛЬТИВАТОРНОЇ ЛАПИ, ЩО МАЄ МОЖЛИВІСТЬ ВІЛЬНОГО ПОВЕРТАННЯ**

*Обґрунтовані доцільні способи моделювання технологічного процесу порівнянням результатів визначення необхідної сили тяги за допомогою використання феноменологічної та регресивної моделей.*

**Постановка проблеми.** Для виконання технологічного процесу поверхневого обробітку ґрунту в Полтавській державній аграрній академії (ПДАА) був розроблений та випробуваний робочий орган у вигляді культиваторної стрілкової лапи. Запропонована конструкція надає можливість вільного повертання навколо вертикальної осі, що розміщена всередині порожнистої стійки робочого органу, яка приєднана до рами машини.

**Аналіз останніх досліджень.** Цей робочий орган [1] був експериментально перевірений, для нього була розроблена математична модель визначення, необхідної для виконання технологічного процесу, сили тяги [2] та визначені коефіцієнти математичної моделі [3].

**Мета досліджень.** Виконаємо перевірку адекватності математичної моделі визначення сил тяги, яка необхідна для



подолання сил опору, що діють під час роботи запропонованої культиваторної лапи. Ця модель є феноменологічною тому, що враховує основні явища, які відбуваються під час виконання технологічного процесу. Вона є досить складною для програмування і, незважаючи на досить велику швидкодію сучасних комп'ютерів, потребує інколи багато часу для отримання результатів. Це стосується, зокрема, до задач визначення коефіцієнтів математичної моделі та характеристик, які необхідні для аналізу адекватності моделі.

Для розв'язку зазначених задач, у нашому випадку, здійснена модифікація феноменологічної моделі шляхом перетворення її на поліноміальну з застосуванням апроксимації результатів обчислень феноменологічної моделі. Точки плану обчислювального експерименту були прийняті такими ж, що були використані під час вимірів сили тяги у реальних умовах [3].

Для перевірки адекватності моделі, використовувався F-критерій Фішера, що визначається за такою формулою:

$$F = \frac{S_{rd}^2}{S^2\{y\}}, \quad (1)$$

де  $S_{rd}^2$  - залишкова дисперсія різниці результатів визначення сили тяги шляхом використання моделі та шляхом вимірів під час виконання технологічного процесу;  $S^2\{y\}$  - похибка експерименту для сукупності результатів вимірів сили тяги з використанням плану експериментів, що був обраний для виконання досліджень по визначенню адекватності моделі;  $\{y\}$  - матриця результатів вимірів для обраного плану експериментів.

Якщо  $F < F_{\beta}$ , для заданого рівня значущості  $\beta$ , то адекватність прийнятої моделі дотримується.

План експериментів, табл. 1, містить поточні номери "i" загальної кількості N експериментів (в нашому випадку їх 27); вони виконуються серіями (їх іs=9), що відповідають заданим рівням параметрів. Вони позначаються кодованими ( $x_{1c}$ ,  $x_{2c}$ ) та дійсними ( $\varphi_{lim}$ , AC) величинами. Для кожної сукупності рівнів параметрів здійснюється три повторення ( $ms=3$ ) експериментів (поточний номер повторення позначається як js). Матриця результатів вимірів а також обчислень за феноменологічною та поліноміальною моделями, відповідає таблиці 1:  $P_m$  - результати вимірів сили тяги;  $P_{m,mn,apr}$  результати обчислення сили тяги після апроксимації результатів вимірів поліноміальною моделлю;  $P_{m,mn}$  - середні значення

результатів вимірів для кожної серії;  $\hat{P}_m$  – результати обчислень сили тяги за допомогою феноменологічної математичної моделі;  $\hat{P}_{m,apr}$  – результати обчислень сили тяги після апроксимації значень  $\hat{P}_m$  поліноміальною моделлю.

Похибка експерименту являє собою середнє значення дисперсії результатів вимірів сили тяги по всіх серіях вимірів, тому її можна визначити за такою формулою

$$S^2\{Y\} = \frac{1}{ns(ms-1)} \sum_{is=1}^{ns} \sum_{js=1}^{ms} (Y_{is,js} - \bar{Y}_{is})^2, \quad (2)$$

де  $\bar{Y}_{is}$  – середні значення результатів вимірів сили тяги для серій.

$$\bar{Y}_{is} = \frac{1}{ms} \sum_{js=1}^{ms} Y_{is,js}. \quad (3)$$

Залишкова дисперсія визначалася за такою формулою [5]

$$S_{rd}^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (\hat{Y}_i - Y_i)^2}{f_{rd}}, \quad (4)$$

де  $\hat{Y}_i, Y_i$  - рівні сили тяги, що визначаються, відповідно, шляхом використання математичної моделі та вимірів;  $f_{rd}$  - число ступенів вільності під час визначення залишкової дисперсії.

Воно дорівнює [5]

$$f_{rd} = N - k - 1, \quad (5)$$

де  $k$  - кількість змінних для моделі (у нашому випадку  $k=2$ ).

Перепишемо залежності формул (2), (3), (4), у позначеннях табл. 1

$$S^2\{Y\} = \frac{1}{ns(ms-1)} \sum_{is=1}^{ns} \sum_{js=1}^{ms} (P_{T,is,js} - P_{T,mn,is})^2 \quad (2a)$$

$$P_{m,mn,is} = \frac{1}{ms} \sum_{js=1}^{ms} P_{T,is,js}, \quad (3a)$$

$$S_{rd}^2 = \frac{1}{N-k-1} \sum_{i=1}^N (P_{T,apr,i} - P_{T,mn,apr,i})^2. \quad (4a)$$

Після використання табл. 1, з врахуванням того, що  $ns = 9$ ,  $ms = 3$ , маємо  $F = \frac{1135}{305} = 3,72$ . Число ступенів вільності для

визначення чисельника формули (1), становить  $f_{rd} = 27 - 2 - 1 = 24$ ; для знаменника –  $f_s = 9(3 - 1) = 18$ . Відповідно до табл. 8В з книжки [4], для рівня значущості  $\beta = 0,1\%$ , маємо, з врахуванням лінійної інтерполяції табличних даних,  $F_\beta = 4,47$ ; тобто адекватність прийнятої моделі, у нашому випадку, дотримується тому, що  $F < F_\beta$ .

Таблиця 1. Вихідні дані для перевірки адекватності моделі та визначення порівняльних статистичних характеристик сили тяги

Точки плану експериментів			Рівні параметрів				$P_T$ ;	$P_{m,mn,apr}$ ;	$\hat{P}_{m,apr}$ ;	$P_{T,mn}$ ;	$\hat{P}_m$ ;
<i>i</i>	is	js	X <sub>1,C</sub>	X <sub>2,C</sub>	Ф <sub>lim,гр</sub> ад	АС,М	Н	Н	Н	Н	Н
1	1	1	-1	-1	0	-0,14	455,0	413,0	366,920	419,0	366,959
2	1	2	-1	-1	0	-0,14	372,0	413,0	366,920	419,0	366,959
3	1	ms=3	-1	-1	0	-0,14	430,0	413,0	366,920	419,0	366,959
4	2	1	0	-1	15	-0,14	398,0	388,8	364,876	384,0	364,841
5	2	2	0	-1	15	-0,14	360,0	388,8	364,876	384,0	364,841
6	2	ms=3	0	-1	15	-0,14	394,0	388,8	364,876	384,0	364,841
7	3	1	1	-1	30	-0,14	387,0	371,5	359,565	370,3	359,562
8	3	2	1	-1	30	-0,14	350,0	371,5	359,565	370,3	359,562
9	3	ms=3	1	-1	30	-0,14	374,0	371,5	359,565	370,3	359,562
10	4	1	-1	0	0	-0,12	346,0	349,0	366,997	341,0	366,959
11	4	2	-1	0	0	-0,12	334,0	349,0	366,997	341,0	366,959
12	4	ms=3	-1	0	0	-0,12	343,0	349,0	366,997	341,0	366,959
13	5	1	0	0	15	-0,12	341,0	335,5	364,682	337,3	364,675
14	5	2	0	0	15	-0,12	333,0	335,5	364,682	337,3	364,675
15	5	ms=3	0	0	15	-0,12	338,0	335,5	364,682	337,3	364,675
16	6	1	1	0	30	-0,12	338,0	329,0	359,101	335,3	359,147
17	6	2	1	0	30	-0,12	333,0	329,0	359,101	335,3	359,147
18	6	ms=3	1	0	30	-0,12	335,0	329,0	359,101	335,3	359,147
19	7	1	-1	1	0	-0,10	331,0	327,2	366,959	329,3	366,959
20	7	2	-1	1	0	-0,10	326,0	327,2	366,959	329,3	366,959
21	7	ms=3	-1	1	0	-0,10	331,0	327,2	366,959	329,3	366,959
22	8	1	0	1	15	-0,10	330,0	324,5	364,373	327,6	364,416
23	8	2	0	1	15	-0,10	324,0	324,5	364,373	327,6	364,416
24	8	ms=3	0	1	15	-0,10	329,0	324,5	364,373	327,6	364,416
25	9	1	1	1	30	-0,10	328,0	328,7	358,521	323,6	358,479
26	9	2	1	1	30	-0,10	317,0	328,7	358,521	323,6	358,479
N=27	ns=9	ms=3	1	1	30	-0,10	326,0	328,7	358,521	323,6	358,479
Mn									363,555	351,963	363,556

Виконаємо перевірку адекватності ще двох модифікацій моделі, що відрізняються способами визначення залишкової дисперсії.

Для першої з них у формулі (4) як  $\hat{Y}_i$  приймаються результати обчислень шляхом використання феноменологічної

моделі, тобто значення  $\hat{P}_m$ ; як  $Y_i$  – приймаються ті ж значення, що у формулі (4а). Тобто обчислюється залишкова дисперсія відхилень результатів феноменологічної моделі від результатів використання відповідної поліноміальної моделі. Тоді формула для визначення залишкової дисперсії буде такою

$$S_{rd}^2 = \frac{I}{N - k - I} \sum_{i=1}^N (\hat{P}_{m,i} - P_{m,nn,apr,i})^2. \quad (4б)$$

Результат визначення F – критерію за формулою (1) становить  $F=1122,5/305,6=3,67$ . Він практично не відрізняється від результатів, що наявний, коли обчислення  $S_{rd}^2$  здійснювалися за формулою(4а), тобто адекватність моделі для зазначеної її модифікації також дотримується тому, що, і у цьому випадку,  $F < F_\beta$ .

Для другої модифікації моделі у формулі (4) як  $\hat{Y}_i$  приймаються ті ж значення, що і у формулі (4б); як  $Y_i$  - результати вимірів під час виконання експериментів. Тобто тут обчислюється залишкова дисперсія відхилень результатів феноменологічної моделі від результатів вимірів. Тоді формула для визначення залишкової дисперсії буде такою

$$S_{rd}^2 = \frac{I}{N - k - I} \sum_{i=1}^N (\hat{P}_{T,i} - P_{T,i})^2. \quad (4в)$$

Залишкова дисперсія для другої модифікації моделі дещо підвищилася. Результат визначення F – критерію за формулою (1) є таким –  $F = \frac{13446}{305,6} = 4,39$ . Як бачимо,  $F < F_\beta$ , тобто адекватність моделі дотримується і для цього випадку.

**Висновки.** Запропоновані математичні моделі є адекватними до результатів експериментальних досліджень.

#### Література

1. Патент 60879, Україна, МКИ А01В49/02. Комбінований ґрунтообробний агрегат / Ярошенко П.П., Падалка В.В., Антонєць С.С. та ін.– № 2003032580, заявл. 25.03.2003. – Опубл. 15.01.2003., Бюл. № 10, – с. 8.
2. Манчинський Ю.О., Падалка В.В. Теоретичне дослідження технологічного процесу культиваторної лапи, що має можливість вільного повертання / Вісник ХНТУСГ, вип. 68, 2009. – с. 121-129.

3. Манчинський Ю.О., Падалка В.В. Дослідження обробітку ґрунту робочим органом, який має можливість вільного повертання / Вісник ХНТУСГ, вип. 75, т. 1, 2008. – с. 579-584.

4. Б.Л. Ван дер Варден. Математическая статистика, перевод с немецкого. Изд-во иностранной литературы. М., 1960. – с. 434.

5. Налимов В.В., Чернова Н.А. Статистические методы планирования экстремальных экспериментов. М., 1965. – с. 340.

УДК 539.3

К.В. Мельник

Луцький національний технічний університет

## **ВИЗНАЧЕННЯ КОНТАКТНИХ НАПРУЖЕНЬ ДЛЯ СИСТЕМИ ШТАМПІВ**

*В роботі розглядається контактна взаємодія системи довільної кількості гладких штампів в границю півпростору з наперед невідомими площадками контакту. При розгляді великої кількості штампів додатково використаний метод послідовних наближень. Розв'язок задачі проводиться на основі методу інтегральних рівнянь-нерівностей і квадратичного програмування.*

**Постановка проблеми.** В більшості робіт визначається напружено – деформований стан під штампами без визначення їх взаємовпливу. Неврахування взаємовпливу штампів приводить до завищених значень жорсткості контакту, при цьому ця відмінність стає суттєвою, чим більше число штампів. Необхідно визначити контактні напруження для довільної кількості штампів і врахувати взаємовплив між штампами.

**Аналіз останніх досліджень і** В літературі достатньо повно вивчені задачі для випадку дії одного штампів з невідомою областю контакту [1, 8-9]. Випадок дії системи штампів з відомими областями контакту розглядалися в роботах Панасюка В. В., Андрейківа О. Є. [2-3]. Наближений взаємовплив довільної кількості системи штампів представлений в роботах Галіна Л. А. [4], Горячева І. Г. [5], в яких дія сусідніх штампів замінялася дією зосереджених сил.

В роботі [7] запропонований чисельний алгоритм розв'язання контактної задачі для системи гладких штампів з невідомою областю контакту, який ефективний для обмеженої кількості штампів. При контактній взаємодії великої кількості

штампів виникають значні труднощі зв'язку зі зростанням обсягу обчислень. В даній роботі за допомогою цього підходу використовується ітераційний процес, який дозволяє дослідити контактні напруження для довільної кількості штампів.

**Мета дослідження** – визначити контактні напруження та площадку контакту для системи гладких штампів в границю півпростору.

**Результати дослідження.** Розглянемо задачу про втиснення системи жорстких штампів в пружній півпростір без врахування тертя, що виникає між ними. Інтегральне рівняння має вигляд

$$\lambda \sum_j \iint_{\Omega_j} \frac{p^j(\xi, \eta)}{R} d\xi d\eta = F^j(x, y) \quad (1)$$

$j = \overline{1, n}$ ,  $n$  – кількість штампів,  $\Omega_j$  – невідома область контакту  $j$ -штампу,  $F^j(x, y) = f^j(x, y) + c^j$ ,  $f^j(x, y)$  – функція, що описує форму  $j$ -штампу штампів, стала  $c^j$  характеризує паралельне переміщення штампів,  $p^j(x, y)$  – невідомі контактні напруження в областях  $\Omega_j$ ,  $\lambda = (1 - \nu)/(2\pi G)$ ,  $G$  – модуль зсуву,  $\nu$  – коефіцієнт Пуассона,  $R = \sqrt{(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2}$ . Далі будемо розглядати постановку задачі, коли відомі головні вектори сил  $Q^j$  ( $j = \overline{1, n}$ ), які прикладені до штампів. Тоді сталі  $c^j$  – є невідомими і визначаються з умови рівноваги штампів.

Перейдемо в інтегральному рівнянні (1) до безрозмірних змінних

$$\sum_j \iint_{\Omega'_j} \frac{\tilde{p}^j(\xi, \eta)}{R'} d\xi' d\eta' = \tilde{F}^j(ax', ay'), \quad (2)$$

де  $x' = \frac{x}{a}$ ,  $y' = \frac{y}{a}$ ,  $\tilde{p}^j(\xi, \eta) = \frac{p^j(\xi, \eta)}{|Q_c^j|}$ ,  $\tilde{F}^j(ax', ay') = \frac{F^j(ax', ay')}{\lambda a |Q_c^j|}$ ,

$|Q_c^j| = \frac{Q^j}{S}$ ,  $a, S$  – характерні розміри і площа області контакту

деякої близької до розглядуваної контактної задачі, для якої літературі побудований точний розв'язок.

Зведемо контактну задачу (2) до альтернативних інтегральних рівнянь-нерівностей [10]:

$$\begin{cases} \iint_{S_j} \frac{1}{R'} \tilde{p}^j(\xi', \eta') d\xi' d\eta' = \tilde{F}^j(ax', ay') + \omega^j, \text{ при } p(\xi', \eta') < 0; \\ \iint_{S_j} \frac{1}{R'} \tilde{p}^j(\xi', \eta') d\xi' d\eta' \leq \tilde{F}^j(ax', ay') + \omega^j, \text{ при } p(\xi', \eta') = 0, \end{cases} \quad (3)$$

$$\omega^j = - \sum_{k \neq j} \iint_{S_k} \frac{\tilde{p}^k(\xi, \eta)}{R'} d\xi' d\eta'.$$

Зазначимо, що область  $S_j$  вибирається при розв'язанні задачі таким чином, щоб вона включала в себе область контакту  $\Omega'_j$ . Зазначимо, що в (3) невідомими є контактні напруження  $\tilde{p}^j$  та область  $\Omega'_j$ . Рівність (3) буде мати місце в області контакту, а нерівність - поза нею.

Для знаходження розв'язку інтегральних рівнянь-нерівностей (3) можна використати запропонований алгоритм розв'язання задачі квадратичного програмування, наведений в роботі [7]. Однак при цьому виникає велика кількість невідомих, що приводить до різкого зростання часу розрахунків на ЕОМ. Зв'язку з цим, при розв'язку контактної задачі для великої кількості штампів, застосуємо метод послідовних наближень. Для цього перепишемо рівняння-нерівності (3) у вигляді

$$\begin{cases} \iint_{\Omega'_j} \frac{\tilde{p}_l^j(\xi, \eta)}{R'} d\xi' d\eta' = \tilde{F}^j(ax', ay') + \omega_{l-1}^j, \text{ при } p(\xi', \eta') < 0 \\ \iint_{\Omega'_j} \frac{\tilde{p}_l^j(\xi, \eta)}{R'} d\xi' d\eta' \leq \tilde{F}^j(ax', ay') + \omega_{l-1}^j, \text{ при } p(\xi', \eta') = 0 \end{cases} \quad (4)$$

де  $l=1, 2, \dots$ ,  $\omega_m^j = - \sum_{k \neq j} \iint_{\Omega'_k} \frac{\tilde{p}_m^k(\xi', \eta')}{R'} d\xi' d\eta'$ . На першому кроці за нульове наближення  $\tilde{p}_0^j$  візьмемо розв'язок контактної задачі, коли всі штампи, крім  $j$ -го, заміняємо дією зосереджених сил, які прикладені в центрах штампів. Тоді  $\tilde{p}_0^j$  визначається із (4) при

$$\omega_0^j = - \sum_{k \neq j} \frac{Q^k}{|Q_c^j| a^2 R_0'^k}, \quad (5)$$

$Q^k$  – величина сили, що прикладена в т.  $(\xi^k, \eta^k, 0)$ ,  
 $R_0^k = \sqrt{(x' - \xi^k)^2 + (y' - \eta^k)^2}$ . Ітераційний процес припиняємо, коли різниця контактних напружень при двох послідовних кроках відрізняється на задану величину  $\varepsilon$  ( $\varepsilon = 0,01$ ).

$$\left| \tilde{p}_{l+1}^j - \tilde{p}_l^j \right| \leq \varepsilon$$

Як показали числові розрахунки ітераційний процес збігається достатньо швидко.

Таким чином, така постановка зводиться до багаторазового розв'язання контактної задачі для одного штампу із змінною формою штампу.

Введемо заміну змінних так, щоб  $j$  штамп, знаходився в центрі координат.

$$X = x_s'^j + x', Y = y_s'^j + y', q^j(X, Y) = \tilde{p}_l^j(X - x_s'^j, Y - y_s'^j) \quad (6)$$

$(x_s'^j, y_s'^j)$  - координати центру  $j$  штампу.

Зведемо задачу (4-6) до задачі квадратичного програмування [7].

$$Y = \sum_{v=N_1}^{N_2} \sum_{\mu=M_1}^{M_2} C_{v,\mu} \left( \sum_{n=N_1}^{N_2} \sum_{m=M_1}^{M_2} (A_{v,\mu,n,m} q_{n,m}^j - \tilde{E}_{v,\mu}^j) q_{n,m}^j \right) \rightarrow \min$$

$$\sum_{n=N_1}^{N_2} \sum_{m=M_1}^{M_2} A_{v,\mu,n,m} q_{n,m}^j \leq \tilde{E}_{v,\mu}^j, \quad (7)$$

$$q_{n,m}^j \leq 0,$$

$$\sum_{n=N_1}^{N_2} \sum_{m=M_1}^{M_2} q_{n,m}^j = \frac{Q^j}{|Q_c^j| a^2},$$

де  $q_{n,m}^j = q^j(x_n, y_m)$ ,  $A_{v,\mu,n,m} = \alpha_{|v-n||\mu-m|}$ ,

$$\alpha_{i,j} = \int_{-h}^h \int_{-h}^h \frac{S_h(x') S_H(x')}{\sqrt{(x' - x_i')^2 + (y' - y_j')^2}} dx' dy', S_h(x') = \begin{cases} 1 - \frac{|x'|}{h}, & \text{при } |x'| < h \\ 0, & |x'| > h. \end{cases}$$

$$\tilde{E}_{v,\mu}^j = \tilde{F}^j(x_v, y_\mu) - \sum_{k \neq j} \sum_{n=N_1+N_k}^{N_2+N_k} \sum_{m=M_1+M_k}^{M_2+M_k} A_{v,\mu,J_s,K_s,n,m} \tilde{q}_{n,m}^j \quad (l-1),$$

$l = 1, 2, \dots$ ,  $A_{v,\mu,J_s,K_s,n,m} = \alpha_{|v+J_s-K_s-n||\mu+J_s-K_s-m|}$ ,  $(N_k, M_k)$  - центр  $k$ -го штампу,  $J_s, K_s$  - номери центрів  $j$ -го і  $k$ -го штампів відповідно.



Визначення контактних напружень для системи плоских штампів. 1. Проведемо числові розрахунки для випадку дії двох однакових плоских кругових штампів, які розміщені симетрично осі  $ou$  на відстані  $d$  між центрами штампів (4). Центри штампів знаходяться в точках  $(\pm m; 0)$ . Проведено порівняння отриманих результатів з формулою, отриманою в роботі А. Е. Андрейківа та В. В. Панасюк, де контактні напруження під штампом, який розташований в центрі координат, визначається за формулою [1]

$$\tilde{q}_a(x', y') = \frac{1}{2\sqrt{1-r'^2}} \left[ 1 - \frac{2\delta}{\pi} - \frac{4x'\delta^2}{\pi} + \frac{4\delta^2}{\pi^2} - \frac{6x'^2\delta^3}{\pi} + \frac{2y'^2\delta^3}{\pi} + \frac{8x'\delta^3}{\pi^2} + \frac{8\delta^3}{\pi^3} \left( \frac{\pi^2}{12} - 1 \right) + O(\delta^4) \right] / \left( 1 - \frac{2\delta}{\pi} + \frac{4\delta^2}{\pi^2} + \frac{8\delta^3}{\pi^3} \left( \frac{\pi^2}{12} - 1 \right) \right) \quad (8)$$

де  $\tilde{q}_a(x', y') = \frac{\tilde{q}_a(x', y')}{|Q_c|}$ ,  $|Q_c| = \frac{Q}{S}$ ,  $S = \pi a^2$ ,  $\delta = a/s$ .

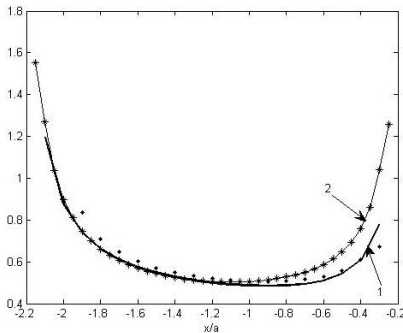


Рис. 1. Розрахункові значення  $\sigma = -\tilde{q}(x', 0)$

графік величин, обраних за формулою (8). Точками представлений графік величин задачі (7), розрахованих без методу послідовних наближень [7], де функція, що описує форму штампів, має вигляд

$$f^j(x', y') = \begin{cases} 0, & r \leq 1 \\ D, & r > 1, \text{ при } x' < 0 \\ 0, & r \leq 1 \\ D, & r > 1, \text{ при } x' \geq 0 \end{cases}$$

На рис.1 лінією 2 представлено графік величин обчислених за формулами (7)  $\sigma = -\tilde{q}(x', 0)$  на першому кроці ( $l=1$ ) для лівого штампів при відстані між центрами штампів  $d' = 2.4$ , де  $d' = d/a$ ,  $a = 5$ , з кроком розбиття  $h = 0,05$ . Зірочкою відмічені величини на другому кроці обчислення ( $l=2$ ). Лінією 1 наведено

де  $r' = \sqrt{x'^2 + y'^2}$ ,  $D$  – довільна стала,  $D > 0$ .

Розрахунки показали, що для досягнення точності 1% достатньо обмежитись трьома ітераціями. Значимо, що знайдені контактні напруження на нульовому кроці – це є наближений розв'язок, який отримав Галін Л. А. [4]. Цей розв'язок є практично точним.

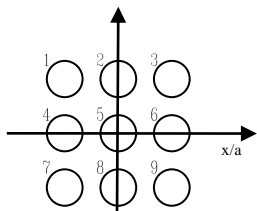


Рис. 2. Схема розташування штампів

$\sigma = -\tilde{q}(x', 0)$  на нульовому (крапками), другому кроці обчислення для 1, 2, 5, 6-го штампів.

2. Проведемо числові розрахунки для випадку дії дев'яти однакових плоских штампів, які розміщені симетрично осі  $oy$  і  $ox$  на відстані  $d' = d'/a$  ( $d' = 3$ ) між центрами штампів рис. 2. На рис. 3 представлено графік величин обчислених за формулами (5,7)

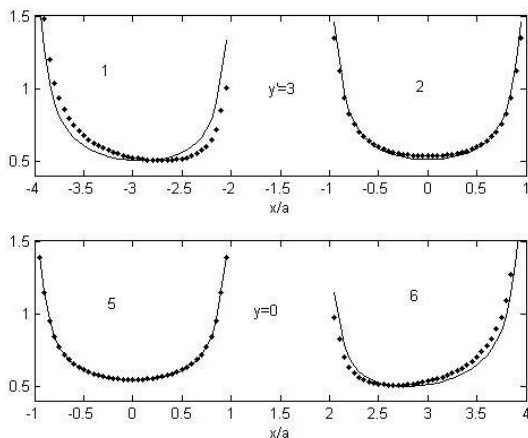


Рис. 3. Розрахункові значення  $\sigma = -\tilde{q}(x', 0)$  за формулами (5,7)

**Визначення контактних напружень для системи гладких штампів.** 1. Розглянемо систему параболоїдальних штампів. Нехай штамп має форму:

$$f(x, y) = \frac{x^2 + y^2}{2\rho}, \quad (9)$$

де  $\rho$  – радіус кривини штампу в центрі. Параметр  $a$  у формулі (3) виберемо виходячи з точного розв’язку задачі про втискання без тертя параболоїдального штампу в пружній півпростір [5]

$$a = \left[ \frac{Q(1-\nu)}{G} R \right]^{\frac{1}{3}} \cdot 0.722. \quad (10)$$

Застосуємо чисельний алгоритм (5,7). Використовуючи (9-10) функція  $\tilde{F}^j(x', y')$  запишеться

$$\tilde{F}^j(x', y') = (x'^2 + y'^2) \frac{\pi^2}{I + \nu} 0.722^3 + c'$$

На рис. 4 представлені розрахунки величин  $\sigma = -\tilde{q}(x', 0)$  для випадку дії двох однакових параболоїдальних штампів, які розміщені симетрично осі  $oy$  на відстані  $d' = d'/a$  ( $d' = 1.2$ ) між центрами штампів. Штриховою лінією представлено нульове наближення, коли сусідній штамп замінювався зосередженою силою. Точками відкладений перших крок ітерації, суцільною лінією другий крок.

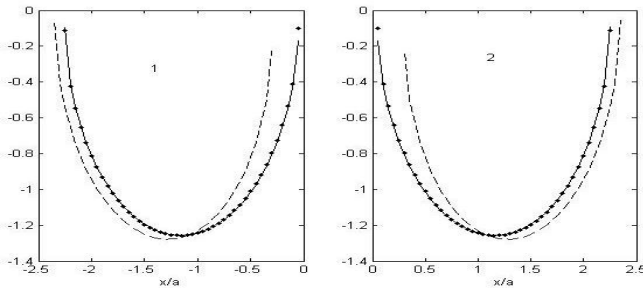


Рис. 4. Графічні залежності  $\sigma = -\tilde{q}(x', 0)$

2. Проведемо числові розрахунки для випадку дії дев’яти однакових гладких штампів, які розміщені симетрично осі  $oy$  і  $ox$  на відстані  $d' = d'/a$  ( $d' = 3$ ) між центрами штампів рис. 2. На рис.5 представлено графік величин обчислених за формулами (5,7)  $\sigma = -\tilde{q}(x', 0)$  на нульовому (точками) і другому кроці обчислення для 1, 2, 5, 6-го штампів.

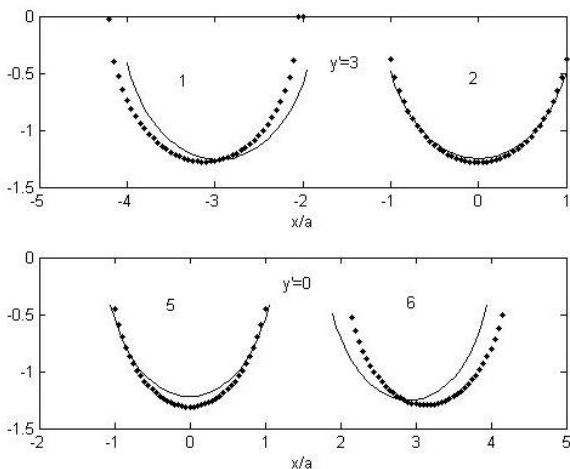


Рис. 5. Розрахункові значення  $\sigma = -\tilde{q}(x', 0)$

**Висновки** Запропонований чисельний алгоритм дозволяє дослідити контактні напруження для довільної кількості штампів і визначити невідому площадку контакту.

#### Література

1. Александров В.М., Пожарский Д.А. Неклассические пространственные задачи механики контактных взаимодействий упругих тел. - М.: Факториал, 1998. - 288 с.
2. Андрейкив А.Е. Вдавливание в упругое полупространство системы штампов// Изв. АН СССР. Механика твердого тела. - 1975. - №2. - С.126 - 131.
3. Андрейків О.Є., Панасюк В.В. Тиск системи колових штампів на пружний напівпростір// Доп. АН УРСР. Сер.А. - 1971. - №6. - С.534 - 536.
4. Галин Л.А. Контактные задачи теории упругости и вязкоупругости. - М.: Наука, 1980. - 304с.
5. Горячева И.Г. Механика фрикционного взаимодействия.-М.: Наука, 2001.-478 с.
6. Лурье А. И. Теория упругости. М. : Физ – матгиз, 1970. -940 с.
7. Маркова К. В. Дослідження контактних напружень під штампами складної форми з врахуванням відлипання. Матеріали конференції «Сучасні проблеми механіки та математики», у 3-х томах, Львів 2008. - с. 2.61-2.63.

8. Моссаковский В. И., Качаловская Н.Е., Голикова С. С. Контактные задачи математической теории упругости. - Киев: Наукова думка, 1985. - 176 с.

9. Развитие теории контактных задач в СССР. - М.: Наука, 1976. - 493 с.

10. Signorini. Questioni di elasticita non linearizzata e semilinearizzata // Rend. Di Matem/ e delle sue appl., 1959. V. 18, № 1-2.Р. 95-139.

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

УДК 631.31

В.И. Мельник, к.т.н., С.А. Чигрина  
Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ МАШИНОИСПОЛЬЗОВАНИЯ В КРУПНЫХ СВЕКЛОВИЧНЫХ ХОЗЯЙСТВАХ**

*В работе представлены результаты исследований по определению потребности в тракторах, в зависимости от размера хозяйств и их специализации, с учетом изменения структуры МТП.*

В условиях механизированного сельскохозяйственного производства, большое значение имеет обоснование оптимального состава машинно-тракторного парка как по типуажу и маркам тракторов и машин, так и по их количественному составу. Машинно-тракторный парк хозяйства призван обеспечить выполнение всех механизированных работ с высоким качеством и в обоснованные сроки, с возможно наименьшими расходами на его эксплуатацию, с высокой годовой наработкой на каждый агрегат и равномерной занятостью механизаторов в период полевых работ.

Многомарочность тракторов и сельскохозяйственных машин вызывает усложнение в их агрегатировании, техническом обслуживании и ремонте, а избыток техники (по количеству) увеличивает расходы на ее содержание, снижает сезонную наработку на одну машину и т. д. Поэтому важнейшее значение для любого хозяйства имеет обоснование оптимальной структуры и состава машинно-тракторного парка.[1]

При подборе машин следует учитывать ряд важных требований, в частности, весь объем механизированных работ следует выполнить в установленные сроки наименьшим по марочному и количественному составу парком машин, и, при этом, обеспечить весь комплекс агротехнических мероприятий (по количеству операций и качеству их проведения).

По видам энергетических средств общий объем работ распределяется с учетом критериев оптимальности. Первый, основной, критерий — качество работы.

**Целью** нашей работы является повышение эффективности машиноиспользования сельскохозяйственными предприятиями страны за счет разработки научно-обоснованных рекомендаций в отношении потребности техники, в зависимости от объема угодий и специализации.

Указанная цель может быть достигнута при решении следующей научно-исследовательской задачи: разработать функциональные связи, которые позволяют определить потребность в технике и оценить эффективность машиноиспользования в хозяйствах разной специализации с разным объемом угодий;

Среди мероприятий, которые определяют эффективность сельскохозяйственного производства, особенное значение имеют сохранение, а в ряде случаев, организация, внедрение и освоение в хозяйствах системы севооборотов. Севооборот является важным элементом высокой культуры земледелия, который способствует росту плодородия почв, урожайности выращиваемых культур. Об этом свидетельствуют данные опытов УкрНИИ растениеводства, селекции и генетики. [2]

Известно, что малоплощадность не позволяет внедрить полноценный севооборот. Возделывание монокультуры в малоплощадном хозяйстве приводит к ряду негативных явлений: пропадают полезные микроорганизмы, появляются патогенные микробы и т.д.[2, 3]

Для проведения расчетов приняты природно-климатические условия хозяйств степной и лесостепной зоны Украины, в частности Харьковской области. В условиях области наиболее полно отвечают агротехническим и организационно-хозяйственным требованиям 8-9-10-польные севообороты. В них более легко выдержать оптимальное чередование культур, избежать дробления полей, устранить специфическое влияние предыдущих культур, особенно таких, как сахарная свекла, подсолнечник и др. [3]

Сахарной свекле уделяется особое внимание по той причине, что земли Харьковской области очень подходят для выращивания данной культуры (мощный гумусный горизонт дает высокие урожаи). [3]

Исследуемые модельные хозяйства имеют площадь пахотных земель от 600 га до 5000 га. Культуры размещены на полях общей площадью от 100 га до 500 га. Общее количество хозяйств – по 5 на каждый севооборот, т.е. 20 шт.

В 10-ти польном севообороте размещены 2 поля под сахарную свеклу, т.е. 20%. Один из 9-ти польных севооборотов содержит 2 поля (22,2%), а другой – одно поле сахарной свеклы (11,1%). 6-ти польный севооборот с одним полем сахарной свеклы (16,7%).

Количественный состав тракторов определяли на основе годовых планов механизированных работ. Исходными данными при этом являются структура посевных площадей на планируемый период и последующие годы (севооборот), а также технологические карты по возделыванию планируемых сельскохозяйственных культур [4]. Работы вне полей севооборота (на лугах, пастбищах, в садах, мелиоративные работы и др.) не учитывались. Никаких усредняющих или обобщающих методов не применяли. Перечень операций составляли по каждой культуре и каждому полю (рабочему участку) в отдельности.

Одним из основных показателей качества выполнения полевых операций, существенно влияющих на результативность растениеводства вообще и эффективность машиноиспользования в частности, является своевременное выполнение работ. Начало и продолжительность выполнения работ, в каждом отдельном случае, устанавливали опираясь на многолетние данные метеоисследований с учетом состояния почвы или посевов, а также фаз роста и развития растений. Применительно к условиям Харьковской области такие данные у авторов имеются.

Выработку агрегата за день определяли исходя из часовой производительности с учетом длины гонов и рельефа поля, а также возможной продолжительности выполнения каждой технологической операции, которую планировали из условия максимального использования времени суток.

Марочный состав тракторного парка выбирали по принципу доступности для хозяйств Харьковской области. В частности были задействованы тракторы класса тяги 30 кН (Т-150, Т-150К, ХТЗ-170), 20 кН (Т-70С) и 14 кН (ЮМЗ-6Л). Следует заметить, что тракторов

Т-70С сейчас осталось немного, но поскольку это единственный на постсоветской территории специализированный свекловичный трактор, то учитывая специализацию, он был задействован.

Потребность в технике и эффективность ее использования оценивали рядом показателей: удельная потребность в тракторах физических и эталонных, коэффициенты использования, расход топлива общий и погектарный, производительность.

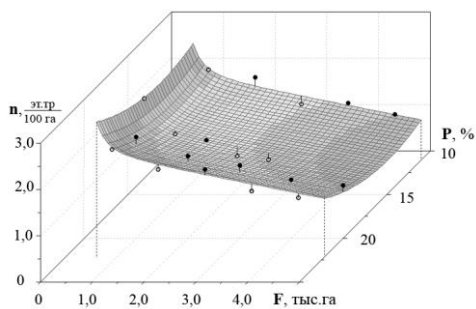
Для анализа, расчетные данные были помещены в таблицы, как функции двух аргументов (размер хозяйства и процентное содержание сахарной свеклы в севообороте) и аппроксимированы трех–четырёх параметрическими функциями. Наилучшая функциональная зависимость выбиралась методом наименьших квадратов. Далее, с целью упрощения анализа результата, используя расчетные данные и аналитические выражения, были построены графики.

На рисунке представлены графики, характеризующие влияние изменения структуры машинотракторного парка на удельную потребность тракторов.

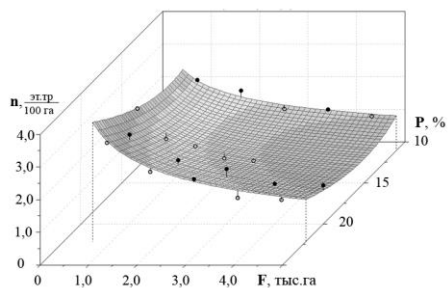
Как видим удельная потребность в тракторах тем меньше, чем больше площадь угодий хозяйства. Поясняется это тем, что с ростом хозяйства увеличивается временной период созревания почвы на его полях. Последнее, в свою очередь, связано с расширением разнообразия природных и хозяйственных факторов, которыми характеризуются эти поля, в частности: а) с расширением разнообразия почв (например, суглинистые почвы созревают позже, чем супесчаные); б) с усложнением рельефа (ровное поле созревает равномерно и быстрее чем такое же, но с мелкими балками, а южный склон созревает быстрее ровного поля и, тем более быстрее, чем обращенный к северу склон); в) с расширением видового разнообразия предшественников (поле с большим содержанием растительных остатков дольше прогревается и сохраняет весеннюю влагу, чем чистое). В конечном итоге множество перечисленных факторов приводит к растягиванию весенне-полевых работ на несколько дней, а вместе с ними, в несколько меньшей степени, и всех остальных работ по уходу за растениями, их уборке и подготовке полей в зиму. [5, 6, 7]

Максимум потребности в технике приходится на весенние полевые работы и из этого следует, что если переходить на колесные трактора, то качество работ может быть сильно потеряно. Более того, присутствие гусеничных тракторов может пролонгировать период весенних полевых работ. Т.е. если температурные условия

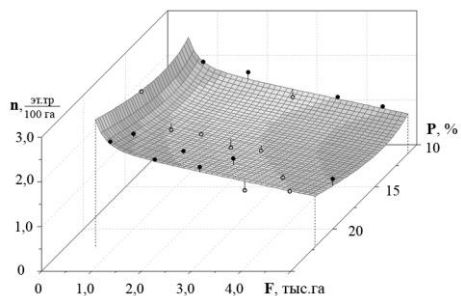




1-й вариант



2-й вариант



3-й вариант

Рис. Удельная потребность в эталонных тракторах при разных вариантах изменения структуры тракторного парка: 1-й вариант – тракторы Т-70С и ЮМЗ-6Л используются по принципу оптимальности; 2-й и 3-й варианты – тракторы Т-70С и ЮМЗ-6Л соответственно, загружали в максимальной степени.

складываются оптимально, то гусеничный трактор (типа Т-70С класса тяги 2,0) может выходить в поле на день раньше, чем колесный. За счет этого минимизировать пик потребности в тракторах в весенний период.

Попытки вовлечь в работу иные агрегаты к положительным результатам не приводили, в частности потребность в тракторах не уменьшалась. В случае изменения структуры тракторного парка путем перемены состава агрегатов, главным образом за счет расширения использования тракторов Т-70С, удавалось уменьшить общую потребность в технике. В конечном итоге это привело к изменениям и в погектарном расходе топлива, причем его минимум практически совпал с минимумом потребности в тракторах. Такой результат указывает на существование оптимума в структуре посевных площадей, когда при доле свеклы  $P \in [14,23, 14,28]$  достигается минимум потребности в тракторах и в топливе одновременно.

Изначально задуманный конструкторами, как специальный трактор для свекловодства, Т-70С демонстрирует крайне высокую универсальность. Несмотря на то, что от колесного МТЗ-80 он отличается только гусеничным движителем, по сравнению с последним Т-70С имеет лучшие показатели и по производительности, и по расходу топлива. Неприменим Т-70С только на высокорослых посевах и на транспортных работах.

### **Выводы:**

1. Увеличение размеров хозяйства, в частности свекловичной специализации, до нескольких тысяч гектаров угодий и более, способствует повышению эффективности машиноиспользования и соответственному снижению потребности в технике и горючем.

2. Экстремум в графиках удельной потребности тракторов наблюдается при любой перемене состава агрегатов и не зависит от вариации по парку.

3. Гусеничный трактор класса тяги 20 кН (аналог Т-70С) не утратил своей актуальности, его применение позволяет оптимизировать тракторный парк и привести к снижению общей потребности в тракторах и иных ресурсах, но прирост эффективности может быть получен только в случае использования адекватных машин. (Применение одной лишь высокопроизводительной свекловичной сеялки позволяет уменьшить потребность в тракторах).

## Литература

1. Погорілий В.Л. Перспективний тракторний парк України для різних технологій // Техніка АПК. – 2005. – № 12. – С. 11 – 12.
2. Основы агрономии. Под ред. М.Д.Атрошенко. Изд. 3-е, перераб. и доп. М., «Колос», 1978. – 319 с.
3. Научно обоснованная система земледелия Харьковской области. Изд. 2-е, перераб. И доп. – Харьков, Облполиграфиздат, 1988. – 347 с.
4. Технологічні карти та витрати на вирощування сільськогосподарських культур / За ред. П.Т.Саблука, Д.І.Мазоренка, Г.Є.Мазнева. - К.:ННЦ ІАЕ, 2005. - 402с.
5. Мельник В.И., Чигрин А.Г., Анисеев А.И. Определение потребности в тракторах в зависимости от площади угодий // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2001. – № 10. – С. 8-9.
6. Мельник В.І. Парадокс: чим менше орної землі у господарстві, тим більша потреба в тракторах // ЕксклюзивАГРО. – 2007. – № 2. – С. 12-15.
7. Мельник В.І. Чи варто кришити землю на шматки розміром із бутерброд // Пропозиція. – 2004. – № 7. – С. 110-111.

*Рецензент д.т.н, проф. В.И. Пастухов*

УДК 631.171

С.В. Міненко

Житомирський національний агроекологічний університет

### **ВИЗНАЧЕННЯ ПОТУЖНОСТІ НА ПРИВІД РОЗРИХЛЮВАЧА-ВІРІВНЮВАЧА КАРТОПЛЕЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ**

*Проведено аналітичні дослідження з визначення потужності, що витрачається на подрібнення твердих грудкових утворень, за допомогою розрихлювача-вірівнювача у картоплезбиральній машині. Дослідження засновані на визначенні зусилля, що витрачається на подрібнення грудок.*

**Постановка проблеми.** Основною проблемою при технологічному процесі сепарації картопляного вороху в більшості картоплезбиральних машин є наявність у воросі твердих грудкових утворень, що значно ускладнюють даний технологічний процес.

На суглинкових ґрунтах при зниженні вологості підкопаний бульбоносний шар розпадається на грудки, частина яких мають розміри однакові з розмірами бульб. Такі грудки не можуть бути відділені від бульб на сепаруючих робочих органах просіюючого типу. Велика міцність грудок і схильність бульб картоплі до пошкоджень створюють значні труднощі при вирішенні проблеми їх розділення [1].

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Роботи з вирішення цієї проблеми ведуться в двох напрямках: руйнування грудок до розмірів, що дозволяють просіювати їх на сепаруючих поверхнях та розділення грудок і бульб за фізико-механічними властивостями. [2].

В [3] було запропоновано використати розрихлювач-вирівнювач для руйнування твердих грудкових утворень та розподілення маси вороху рівномірно за шириною елеватора (рис.1.). Встановлення розрихлювача запропоновано здійснити на початку технологічного процесу сепарації, де найменше відчутний удар робочих органів по бульбах картоплі.

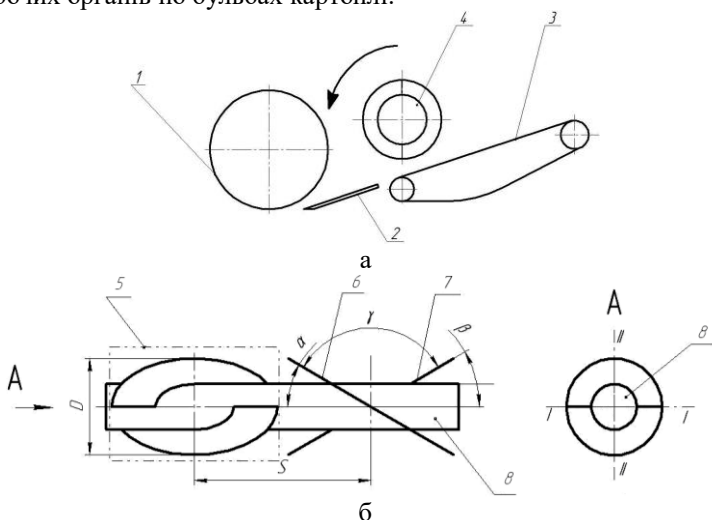


Рис. 1. Схема розрихлювача-вирівнювача картоплезбиральної машини: а – схема встановлення розрихлювача-вирівнювача; б – схема робочих органів розрихлювача-вирівнювача; 1 – опорне колесо, 2 – підкопуючий леміш, 3 – прутковий елеватор, 4 – розрихлювач-вирівнювач, 5 – розрихлюючий елемент, 6,7 – півдиски розрихлюючого елемента, 8 – барабан

При руйнуванні грудок, основними способами є: розколювання, роздавлювання, злом, стирання та удар [4]. Враховуючи дослідження багатьох вчених можна зробити висновок, що удар є найбільш ефективним методом, оскільки зберігає на передає матеріалу, що руйнується велику частину кінематичної енергії.

Кожному із способів подрібнення відповідає своя фізична модель руйнування грудки і відповідаючий їй математичний опис. При використанні способів роздавлювання та розколювання доцільно використовувати гіпотезу Кірпічова (1874 р.) [5], а для способу стирання – гіпотезу Рітцінгера (1967 р.) [5].

При використанні розрихлювача [3] необхідно поєднати обидві гіпотези, оскільки конструкція робочих органів використовує при роботі телеметри декількох способів руйнування твердих грудкових утворень.

**Мета досліджень.** Метою досліджень є створення математичної моделі для визначення потужності на привід розрихлювача-вирівнювача, враховуючи ступінь подрібнення грудок на енергії необхідної для здійснення даного процесу.

**Результати досліджень.** Потужність на привід розрихлювача-вирівнювача можна визначити із залежності:

$$N_p = M_p \cdot \omega, \quad (1)$$

де  $M_p$  - крутний момент на валу розрихлювача, Н·м;  $\omega$  - кутова швидкість обертання робочого органу, с<sup>-1</sup>.

Оскільки  $M_p = rP_p$ , і  $\omega = n \cdot \pi / 30$ , тоді потужність становитиме:

$$N_p = P_p \cdot r \cdot n \cdot \pi / 30, \quad (2)$$

де  $P_p$  - зусилля на лопаті, Н.

Для визначення зусилля на лопаті розрихлювача-вирівнювача скористаємось теорією А.М. Панченка [6], згідно якої зусилля робочого органу, що здійснює роботу в ґрунті, визначається трьома складовими частинами:

- зусилля різання від сил тертя та тиску на ґрунті на поверхню,  $E$ ;
- зусилля різання від затуплення лопаті,  $P_{зат}$ ;
- зусилля, враховує вплив швидкості різання,  $P_V$ .

Для обґрунтування сили  $E$  слід визначити кут сколювання шару вороху. Для цього скористаємось теорією Кулона [6], згідно з

якою кут сколювання набуває значення, при якому сила тиску на поверхню лопаті є максимальною (рис.2.).

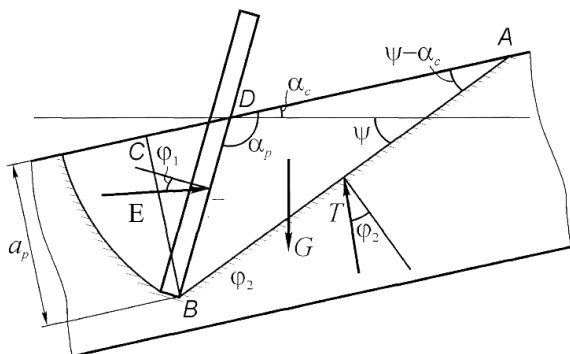


Рис. 2. Розрахункова схема взаємодії лопаті розрихлювача-вирівнювача з шаром картопляного вороху:  $T$  – реакція шару вороху,  $G$  – сила ваги сегменту вороху,  $a_p$  – глибина дії робочого органу розрихлювача,  $\alpha_p$  – кут різання ґрунту робочим органом,  $\alpha_c$  – кут нахилу сепаратора,  $\psi$  – кут сколювання ґрунту.

Силевий трикутник з відповідними кутами наведений на рис.3.

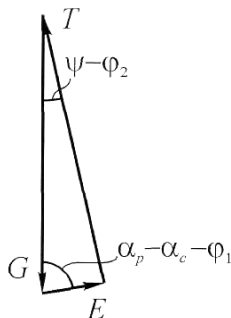


Рис. 3. Розрахункова схема сил, що діють на картопляний ворох

Рівняння рівноваги, складені за силевим трикутником мають вигляд:

$$\left. \begin{aligned} E \cdot \sin(a_p - \alpha_c - \varphi_1) - T \cdot \sin(\psi - \varphi_2) &= 0; \\ T \cdot \cos(\psi - \varphi_2) + E \cdot \cos(a_p - \alpha_c - \varphi_1) - G &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

де  $G$  - вага об'єму вороху, обмеженого трикутником ADB, Н.

З рівняння (1) системи (3):

$$T = \frac{E \cdot \sin(a_p - \alpha_c - \varphi_1)}{\sin(\psi - \varphi_2)}.$$

Підставивши одержане значення в рівняння (2) системи (3) одержимо:

$$\frac{E \cdot \sin(a_p - \alpha_c - \varphi_1)}{\sin(\psi - \varphi_2)} \cdot \cos(\psi - \varphi_2) + E \cdot \cos(a_p - \alpha_c - \varphi_1) - G = 0,$$

Звідки:

$$E = \frac{G}{\frac{\sin(a_p - \alpha_c - \varphi_1)}{\operatorname{tg}(\psi - \varphi_2)} + \cos(a_p - \alpha_c - \varphi_1)}. \quad (4)$$

Величина  $G$  визначається за формулою:

$$G = \frac{1}{2} \cdot b_3 \cdot a^2 \cdot \gamma \cdot g \cdot (\operatorname{tg}(\psi - \alpha_c) + \operatorname{tg} \alpha_p). \quad (5)$$

Таким чином, величина

$$E = \frac{1}{2} \cdot \frac{b_3 \cdot a^2 \cdot \gamma \cdot g \cdot (\operatorname{tg}(\psi - \alpha_c) + \operatorname{tg} \alpha_p)}{\frac{\sin(a_p - \alpha_c - \varphi_1)}{\operatorname{tg}(\psi - \varphi_2)} + \cos(a_p - \alpha_c - \varphi_1)}. \quad (6)$$

Значення кута  $\psi$  визначається з умови,  $E \rightarrow \max$ .

Для визначення максимального значення  $E$  обчислюємо його похідну, прирівнюємо її до нуля і обчислюємо відповідне значення кута  $\psi$ .

$$E' = \frac{1}{2} \cdot \frac{b_3 \cdot a^2 \cdot \gamma \cdot g \cdot (\operatorname{tg}(\psi - \alpha_c) + \operatorname{tg} \alpha_p)}{\frac{\sin(a_p - \alpha_c - \varphi_1)}{\operatorname{tg}(\psi - \varphi_2)} + \cos(a_p - \alpha_c - \varphi_1)} + \frac{1}{2} \cdot \frac{b_3 \cdot a^2 \cdot \gamma \cdot g \cdot (\operatorname{tg}(\psi - \alpha_c) + \operatorname{tg} \alpha_p) \cdot \sin(a_p - \alpha_c - \varphi_1) \cdot (1 + \operatorname{tg}^2(\psi - \alpha_c))}{\left( \frac{\sin(a_p - \alpha_c - \varphi_1)}{\operatorname{tg}(\psi - \varphi_2)} + \cos(a_p - \alpha_c - \varphi_1) \right)^2 \cdot \operatorname{tg}^2(\psi - \alpha_c)} = 0.$$

Розв'язавши одержане рівняння відносно  $\psi$ , одержимо:

$$\psi = \alpha_c + \arctg \left( \frac{2B + 2A + 2\sqrt{B^2 + AB + A^3B + AB^2 \operatorname{tg} \alpha_p + A^2B^2 + A^3B^2 \operatorname{tg} \alpha_p - B \operatorname{tg} \alpha_p (A^2 + 1)}}{2(AB - 1)} \right), \quad (7)$$

де  $A = \operatorname{tg}(\alpha_c - \varphi_2)$ ,  $B = \operatorname{tg}(\alpha_c + \varphi_1 - \alpha_p)$ .

Як бачимо, кут сколювання ґрунту залежить від кута нахилу сепаратора  $\alpha_c$ , кута різання  $\alpha_p$ , а також внутрішнього  $\varphi_2$  та зовнішнього  $\varphi_1$  кутів тертя вороху.

Складова зусилля різання від затуплення лопаті визначається за формулою:

$$P_3 = K'(Z + \operatorname{tg} \varphi_1 \cdot X) \cdot b_3, \quad (8)$$

де  $K'$  – гранична несуча здатність ґрунту, кН/м<sup>2</sup>;

$X, Z$  – величини спрацювання лопаті, м.

Додаткове зусилля різання, що враховує вплив швидкості різання, визначаємо за формулою Ю.А. Ветрова:

$$P_V = \frac{9,81 \cdot b_3 \cdot a_p \cdot \gamma \cdot \sin \alpha_p \cdot \cos \theta}{g \cdot \sin(\alpha_p + \theta)} \cdot V^2, \quad (9)$$

де  $V$  – швидкість різання, м/с;  $\theta$  – задній кут різання, рад.

**Висновки.** Отримано математичну модель, що дозволяє визначити зусилля на робочих органах та потужність необхідну для протікання процесу сепарації картопляного вороху за допомогою розрихлювача-вирівнювача з еліпсоподібними робочими органами. З'ясовано основні складові зусилля, що впливають на збільшення потужності на привід розрихлювача-вирівнювача.

#### Література

1. Петров Г.Д. Картофелеуборочные машины. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 320 с.
2. Бекетов П.В. Снижение потерь картофеля и овощей при уборке и хранении. – М.: Россельхозиздат, 1986. – 220 с.
3. Патент на корисну модель №11875 «Сепарующий пристрій картоплезбиральної машини» від 29.10.2007 р. – Державний вищий навчальний заклад «Державний агроєкологічний університет».



4. Конструирование и расчет машин химических производств / Ю.И. Гусев, И.Н. Карасев, Э.Э. Кльоман-Иванов и др. М.: Машиностроение, 1985. – 408 с.

5. Клушанцев Б.В., Косарев А.И., Муйземнек Ю.А. Дробилки: Конструкция, расчет, особенности эксплуатации. М.: Машиностроение, 1990. – 320 с.

6. Панченко А.Н. Теория измельчения почв почвообрабатывающими орудиями / Днепропетр. гос. агр. ун-т. – Днепропетровск, 1999. – 140 с.

*Рецензент д.т.н., проф. І.Г. Грабар*

УДК: 338.439.003.13 (477.82)

Р.А. Момотюк, Т.Ю.Герасимчук  
Центр „Волиньагропромпродуктивність”

## **ПРО ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИРОБНИЦТВА І ПРОМИСЛОВОЇ ПЕРЕРОБКИ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ПРОДУКЦІЇ**

*У статті проаналізований стан виробництва і промислової переробки сільськогосподарської продукції та визначені шляхи підвищення їх ефективності*

**Постановка проблеми.** Одним із важливих секторів економіки України у формуванні продовольчої безпеки держави й експортного потенціалу країни є агропромисловий комплекс. Розвиток соціально орієнтованого ринку України та її вступ у СОТ зумовили невідкладну потребу розв'язання актуальних проблем функціонування АПК - єдиної цілісної виробничо-економічної системи, яка охоплює ряд галузей економіки, спеціалізованих на виробництві продовольства.

Галузі АПК повинні забезпечувати виробництво високоякісних продуктів харчування для населення, як основного засобу відтворення життєдіяльності людини.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій** свідчить, що питання виробництва та промислової переробки сільськогосподарської продукції розглянуті в наукових працях: М.Пархомиць, Є.Лаврова, М.Калінчук, М.Ільчук, Т.Одинцової та ін.

Однак, в них недостатньо досліджені проблеми підвищення ефективності агропромислового виробництва.

**Мета досліджень.** Враховуючи важливе значення АПК в економічному і соціальному зростанні суспільства, виникла необхідність дослідити проблеми підвищення ефективності виробництва і перероблення сільськогосподарської продукції на прикладі Волинської області.

**Результати досліджень.** Галузі АПК поєднують виробництво і промислову переробку сировинних ресурсів рослинного і тваринного походження з реалізацією готової продукції, включають обслуговуючі ланки комплексу.

Для Волині найбільш характерні такі спеціалізовані рослинно-промислові комплекси: зерно-промисловий, бурякоцукровий, плодоовочеконсервний.

Ведуче місце в складі АПК займає зерно-промисловий комплекс. Він об'єднує галузі, що займаються виробництвом зернових, їх заготівлею, переробкою. В господарствах області виробництво зерна в 2007 році становило 572,9 тис. тонн. Порівняно з попереднім роком виробництво зерна у вазі після доробки збільшилось на 48,5 тис. тонн.

12 хлібоприймальних підприємств області здійснюють заготівлю, зберігання зерна, виробництво борошна і круп. В склад ланки, що переробляє зерно входять також 5 комбікормових і 11 хлібопекарських підприємств.

Досліджено, що матеріально-технічна база більшості підприємств хлібопродуктів не відповідає сучасним вимогам, характеризується значною спрацьованістю обладнання, що негативно позначається і на економічних показниках. Рівень механізації праці на підприємствах не перевищує 60-70 відсотків. Продуктивність праці в галузі в 2-3 рази нижча, ніж на споріднених підприємствах у зарубіжних країнах з розвинутою економікою.

Незважаючи на складну економічну ситуацію, намагаються стабільно працювати і роблять вагомий внесок в економічний потенціал області такі підприємства галузі, як: ДП „Луцький КХП №2 Держкомрезерву України”, ПП „Імпалс”, ВАТ „Хліб”, ВАТ „Володимир-Волинський хлібозавод”, ВАТ „Нововолинський хлібозавод” та ін. У 2007 році переробними підприємствами вироблено 70,6 тис. тонн борошна, 1,1 тис. тонн круп, 47,1 тис. тонн хлібобулочних виробів, 10,8 тис. тонн макаронних виробів. Причому, ці показники дещо вищі, ніж у 2006 році.

Важливим фактором підвищення ефективності виробництва, подальшого розвитку галузі є сертифікація сільськогосподарської сировини та харчових продуктів з борошна, науково-технічне забезпечення підприємств галузі, раціональне витрачання ресурсного потенціалу на основі застосування науково обґрунтованих норм і нормативів.

В основі формування бурякоцукрового комплексу лежать сприятливі природні умови для вирощування цукрового буряка, забезпеченість трудовими ресурсами і навикми населення. Найважливішими його ланками є вирощування цукрового буряка і виробництво цукру. В господарствах області зібрано 544,1 тис. тонн цукрових буряків, що на 264,5 тис. тонн менше урожаю 2006 року. Урожайність його в сільськогосподарських підприємствах зросла з 317 до 323 ц/га, що на 1,9 відсотка більше минулорічного показника. Основна причина зниження темпів виробництва буряка – скорочення його посівних площ на 10,5 відсотка.

На Волині виробляють цукор 4 заводи, які провели реконструкцію ряду технологічних процесів. На цих заводах запроваджено автоматизований облік прийнятої сировини і розрахунків за неї з використанням сучасної комп'ютерної техніки. Цукровими заводами вироблено 137,1 тис. тонн цукру-піску, що майже на 23,6 тис. тонн більше, ніж в 2006 році.

Також в регіоні розвивається овочівництво та садівництво. Основна культура овочівництва – картопля, валове виробництво якої у 2007 році склало 899,8 тис. тонн при урожайності 134,0 ц/га, що більше минулорічного показника на 46,4 тис. тонн.

Відновили свою роботу по переробці овочів та фруктів 6 консервних заводів області, однак, матеріально-технічна база цих підприємств не відповідає сучасним вимогам. Лише деякі з них провели реконструкцію, запровадили нові технології переробки овочів та фруктів. Це, зокрема, ВАТ „Володимир-Волинський консервний завод”, який став одним з кращих виробників продуктів дитячого харчування. Широкий асортимент фруктових пюре та овочево-фруктових соків виробляється під торговою маркою „Пуп-Сік”. Нестабільно працюють консервні заводи ВАТ „Деметра”, ЗАТ „Рожищенський консервний завод”. Їм потрібні інвестиції для проведення технічного переоснащення виробництва. Всього підприємствами галузі вироблено за 2007 рік 1,6 тис. тонн фруктових та овочевих соків, що на 20 відсотків менше, ніж в минулому році.

Основним напрямком підвищення ефективності галузі є реконструкція діючих підприємств, їх технічне переоснащення на

основі встановлення сучасних машин і устаткування, впровадження автоматизованих систем управління і контролю за виробництвом, наукової організації праці.

Важливою ланкою агропромислового комплексу є тваринницько-промислові комплекси: м'ясо-промисловий, молоко-промисловий і птахо-промисловий.

За 2007 рік всіма категоріями господарств області вироблено 78,3 тис. тонн м'яса у забійній вазі, що на 11,2 відсотка більше минулого року. Сільськогосподарськими підприємствами вирощено 35,3 тис. тонн худоби та птиці, що на 30 відсотків більше, ніж у 2006 році. З них 23,8 тис. тонн або 67,4 відсотка загального обсягу становить птиця, об'єми її вирощування збільшилися в 1,4 рази.

Позитивна тенденція росту в тваринництві забезпечується переважно динамічним розвитком таких скоростиглих галузей як птахівництво та свинарство у сільськогосподарських підприємствах. Водночас проблемним залишається виробництво яловичини через найдовший виробничий цикл та низьку продуктивність виробництва, що, звичайно, не приваблює інвесторів.

Для покращення ситуації з виробництвом яловичини в області розроблена програма розвитку м'ясного скотарства на 2005-2012 роки. За останній рік чисельність великої рогатої худоби м'ясного напрямку збільшилась на 13 відсотків і перевищила 14 тис. голів.

На підтримку цієї галузі у 2007 році надійшло 4,3 млн. грн. державних коштів, з них 3,4 млн. грн. підприємствам Ковельського району, який є базовим по розведенню і вирощуванню волинської м'ясної породи великої рогатої худоби.

Найбільші м'ясопереробні підприємства області – це ЗАТ „Ковельські ковбаси”, ТзОВ „Торчин м'ясозавод”, ТОВ „СУПП Торчинські ковбаси”, які спеціалізуються на виготовленні ковбасних виробів, копчень, м'ясних напівфабрикатів, заготівлі та переробці великої рогатої худоби, свиней і коней. Висока культура виробництва та дотримання найжорсткіших санітарних вимог дозволяє їм досягнути чудових смакових якостей та привабливого товарного вигляду продукції, що засвідчує незмінно високий попит на неї.

У галузі птахівництва відбулася найбільш суттєва концентрація виробництва. Чисельність птиці в аграрних підприємствах з 2000 року зросла більш як у 15 разів. Головними виробниками м'яса птиці є ВАТ „Володимир-Волинська птахофабрика” та ТзОВ „Птахокомплекс Губин”.

Як агропромисловий холдінг з вертикальною інтеграцією працює птахо-підприємство „Губин”, що пов’язане з підприємствами, які забезпечують вирощування сільськогосподарських культур (філія ТзОВ „Птахокомплекс Губин”), виробництво комбікормів (Локачинське ТзОВ „Агроторіндустрія”), виведення молодняка (ТзОВ „Агідель”), переробку птиці (ТзОВ „Полтрекс”).

Підприємствами м’ясної галузі в 2007 році вироблено 17,3 тис. тонн ковбасних виробів, що на 14,6 відсотка більше 2006 року, м’яса, включаючи субпродукти I категорії – 18,5 тис. тонн (на 27,6 відсотка більше минулорічного показника).

Іноземні інвестори в 2007 році вклали понад 50 млн.грн. у розвиток тваринницького комплексу, зокрема, в підприємства, що займаються розведенням і переробкою птиці, переробкою м’яса і виробництвом ковбас.

Молоко-промисловий комплекс – один з найважливіших агропромислових комплексів. Основою його формування є сприятливі природні і економічні умови.

Молокопереробну промисловість в області представляють такі найбільш відомі не тільки в Україні, а й за її межами підприємства, як ВАТ „Ковельмолоко” та ВАТ „Рожищенський сирзавод”.

На ВАТ „Ковельмолоко” введено в дію новий суперсучасний цех з виробництва кисломолочної продукції з незбираного молока, де виробляється нова молочна продукція під торговими марками „Молочна родина”, „Гурманіка”, „Економ”, „Викрутас” (продукція для дітей). Впровадження нових наукових розробок, технологій, заквасок дало можливість випускати кисломолочну продукцію європейської якості.

На ВАТ „Рожищенський сирзавод” виробляється 21 найменування твердих сирів та 20 найменувань плавлених сирів. Продукція торгової марки „Роси” завдяки своїм відмінним якостям та смаку вже давно завоювала прихильність споживачів.

Крім того, заготівлею та переробкою молока в області займається ще 5 підприємств, два з них спеціалізуються на виробництві кисломолочної продукції з незбираного молока, масла та ін. З метою раціонального використання виробничих потужностей на ВАТ „Горохівський сирзавод” та ВАТ „Володимир-Волинський комбінат молокопродуктів” здійснюють лише заготівлю молока, яке переробляє ВАТ „Ковельмолоко”.

За 2007 рік молокопереробні підприємства області збільшили обсяги переробки молока на 4,9 тис. тонн, що становить 49,5

відсотка. Виробництво сирів жирних зросло на 2,7 тис. тонн або 49,1 відсотка. Випуск масла збільшився на 1,0 тис. тонн або на 23,3 відсотка. Однак, скоротилися обсяги виробництва сирів свіжих неферментованих на 0,2 тис. тонн, морозива на 0,6 тис. тонн.

**Висновки.** Волинь має сприятливий природний, людський, геополітичний і ресурсний потенціал для розвитку галузей АПК. А тому, для підвищення ефективності виробництва і перероблення сільськогосподарської продукції необхідно:

- забезпечити пріоритетність розвитку галузей АПК шляхом здійснення державної фінансово-кредитної підтримки підприємств за рахунок розширення видів їх кредитування;

- використовуючи досягнення науки і техніки, оновити матеріально-технічну базу, модернізувати виробництво, збільшити обсяги випуску конкурентоспроможної продукції й розширити її асортимент, активізувати роботу щодо залучення іноземних інвестицій та кредитів;

- продовжувати протекціоністську політику щодо вітчизняного товаровиробника;

- активізувати роботу по створенню інтегрованих структур, до складу яких повинні увійти сільськогосподарські, переробні підприємства, організації з матеріально-технічного забезпечення й збуту продукції.

Ці заходи сприятимуть продовольчій незалежності України, її виходу на світовий і регіональні продовольчі ринки, зростанню економічного й соціального розвитку країни та підвищенню життєвого рівня населення.

#### Література

1.Пархомиць М.К. Організаційно-економічні основи розвитку молочно-продуктивного підкомплексу в ринкових умовах.- Тернопіль: Екон. думка, 2005. – 346с.

2.Калінчук М.В., Ільчук М.М., Одинцова Т.М. Ефективність виробництва та розвиток ринку свинини. – К.: Ніглава, 2005. – 228 с.

3.Статистичний щорічник. Волинь 2007. – Луцьк: Головне управління статистики у Волинській області, 2008. – 557 с.

4. Волинь аграрна. – Луцьк, - 2008. – 13 с.

*Рецензент д.т.н. О.О. Налобіна*

С.М. Мороз, О.М. Васильковський, к.т.н,  
М.І. Васильковський, к.т.н, А.М. Артюхов, к.т.н.  
Кіровоградський національний технічний університет

## **АНАЛІЗ РОБОТИ ЖИВИЛЬНИХ І ЗАВАНТАЖУВАЛЬНИХ ТРАНСПОРТЕРІВ ЗОМ ЗАГАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ**

*Проведено аналіз роботи та втрат матеріалу живильними та завантажувальними транспортерами зерноочисних машин (ЗОМ) загального призначення.*

Сільське господарство є однією з ключових галузей виробничої сфери в світі, оскільки саме воно забезпечує потреби людства у продуктах харчування.

Україна – аграрна країна, де переважає виробництво зернових культур, яке складається з кількох важливих етапів: вирощування, післязбиральна обробка і зберігання, причому якість зберігання у великій мірі залежить від якості виконання попереднього етапу – післязбирального очищення, яке полягає у забезпеченні базисних кондицій зерна за вмістом домішок в терміни, обумовлені агростроками.

В сучасних умовах першу післязбиральну обробку щойно зібраного вороху проводять на токах сільськогосподарських підприємств самопересувними зерноочисними машинами (ЗОМ) загального призначення, важливою складовою частиною яких є механізм завантаження. Від його складу, параметрів і режимів залежить якість підбирання матеріалу з поверхні току, рівномірність подачі і дозування до повітряно–решітних робочих органів, а також ступінь травмування зерна.

Завантажувачі сучасних ЗОМ оснащені здебільш скребковими або шнековими транспортерами [1–3]. З метою обґрунтування доцільності використання конкретного транспортеру проведемо детальний аналіз їх роботи.

Робота скребкових транспортерів, як у варіантах їх використання в живильних, так і в завантажувально–транспортуючих засобах пов'язана з дією на матеріал як з боку скребка так і нерухомою площиною по якій здійснюється його переміщення.

При використанні в якості живильників скребкового транспортера (ОВП–20, ОВС–25, ЗС–30, ЗС–60) [1–3] його скребки і зерновий матеріал переміщуються по шорсткій поверхні (бетон,

асфальт, ґрунт) із значно більшим за величиною коефіцієнтом тертя. При цьому скребки відкриті з обох боків (хоча сам бурт і обмежує рух часток в його напрямку, відіграючи роль бокової стінки), що за певних умов, внаслідок розтікання, дозволяє зерновому матеріалу виходити за межі їх руху й втрачати частину зернового матеріалу за межі дії живильного транспортера. Для усунення цієї вади необхідно обмежити величину подачі зерна на скребок та збільшувати ширину захвата останнього.

Відомо, що статичний і динамічний коефіцієнти тертя відрізняються між собою. В залежності від виду матеріалу, що транспортується, та виду матеріалу по якому транспортується, динамічний коефіцієнт може становити 0,4–0,9 від коефіцієнта тертя спокою [4]. Тож об'єми матеріалу, що захоплює скребок під час входу в бурт і при подальшому транспортуванні будуть різними.

Внаслідок зменшення внутрішнього тертя між зерновими частками і відсутності задньої стінки відбувається зменшення товщини шару матеріалу, що транспортується, внаслідок його "розтікання" в сторону найменшого опору.

Збільшення ширини скребка на величину  $\Delta b$  дає можливість зменшити втрати матеріалу внаслідок його "розтікання" (рис. 1).

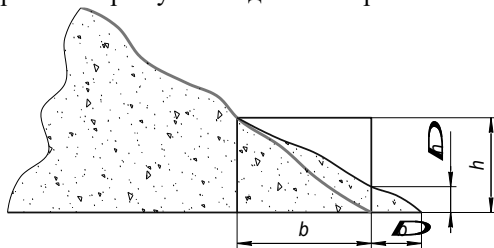


Рис. 1. Взаємодія скребка з обробленим матеріалом, що знаходиться в бурті

Таким чином, ширина скребка  $b$  обернено пропорційна до товщини шару матеріалу  $h$ , що ним транспортується, тобто при зменшенні товщини шару ( $h \rightarrow 0$ ) необхідно збільшувати ширину скребка ( $b \rightarrow \infty$ ). Це вказує на низьке використання площі скребка і, відповідно, на низьку завантаженість самого транспортера.

Використання шнека в якості живильника (СМ–4, МС–4,5) [2–3] дозволяє зменшити втрати зерна, оскільки він працює в обмеженому власним кожухом та буртом (рис. 2). "Розтікання" матеріалу в напрямку найменшого спротиву дозволяє самопливом заповнювати об'єм шнека. Втрати зерна при його транспортуванні



можливі лише через зазори між нерівною поверхнею, на якій знаходиться оброблюваний матеріал, та його невеликий залишок в нижній частині шнека.

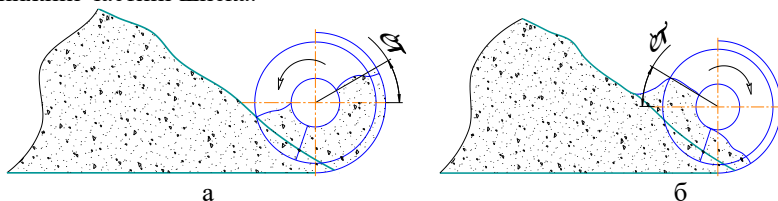


Рис. 2. Взаємодія шнека з оброблюваним матеріалом, що знаходиться в бурті: а – шнековий живильник, що транспортує оброблюваний матеріал в задній частині кожуху; б – шнековий живильник, що транспортує оброблюваний матеріал попереду кожуха

Тому з позиції забезпечення технологічних показників використання скребкового транспортера в якості живильного є недоцільним, оскільки існують значні втрати за ним оброблюваного матеріалу. Натомість слід використовувати шнековий живильник, який здатний менше пошкоджувати та травмувати зерна ніж скребковий [5].

В завантажувальному варіанті використання рух скребків і зернового матеріалу здійснюється, як правило, по металевій поверхні і в обмеженому з боків (стінками кожуха) просторі з невеликим коефіцієнтом тертя. Проведемо оцінку роботи скребкового живильника при транспортуванні вороху від бурта до завантажувача.

Втрати в транспортері для пшениці, визначаються як (рис. 3):

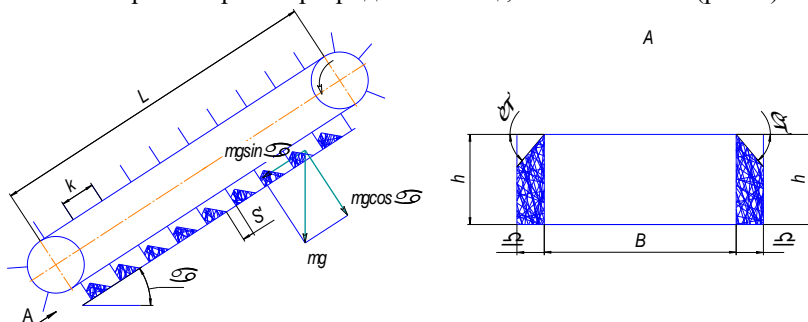


Рис. 3. Схема роботи скребкового завантажувача

$$Q_{\text{отп}} = S_{\text{заз}} v_{\text{нр}} \gamma, \quad (1)$$

де  $S_{\text{заз}}$  – площа зазору між робочим органом і стінками жолоба;  
 $v_{\text{нр}}$  – швидкість "протікання" зерна крізь зазор;  $\gamma$  – об'ємна маса матеріалу.

Площа зазору між скребком і стінками жолоба:

$$S_{\text{заз скр}} = 2\delta \frac{h + (h - \delta tg\varphi')}{2} = \delta(2h - \delta tg\varphi'), \quad (2)$$

де  $\delta$  – величина зазору між скребком і стінкою жолоба;  $h$  – висота скребка;  $\varphi'$  – кут внутрішнього тертя оброблюваного матеріалу.

"Протікання" часток крізь зазор носить не сталий характер – це поступове переміщення від попереднього скребка до наступного. Внаслідок руху транспортера та присутності вібрації від ЗОМ вони проходять крізь зазор, рухаючись донизу під дією сили власної ваги, зустрічаються з матеріалом, що транспортується наступним скребком. При цьому відбувається спочатку накопичення часток перед останнім та збільшується тиск на частки, що транспортуються за рахунок їх внутрішнього тертя, внаслідок чого вони проходять крізь зазор.

До відокремлення від скребка частки рухаються догори зі швидкістю транспортера, а після відокремлення – під дією сили власної ваги, тобто, швидкість руху частки при "протіканні" від попереднього скребка до наступного можна визначити як:

$$v_{\text{нр}} = v_{\text{нр}} - v_{\text{вс}}, \quad (3)$$

де  $v_{\text{нр}}$  – швидкість транспортера;  $v_{\text{вс}}$  – швидкість руху частки після "протікання" крізь зазор до зустрічі з матеріалом, що транспортується наступним скребком.

Швидкість руху зернини від попереднього скребка до наступного знайдемо склавши рівняння руху, прийнявши її за матеріальну точку (рис. 3, а):

$$m \frac{dv}{dt} = mgs \sin \alpha - fmg \cos \alpha, \quad (4)$$

де  $\alpha$  – кут нахилу транспортера.

Проінтегруємо дане рівняння з врахуванням початкових умов ( $t=0$ ;  $v_0=0$ ) за часом і отримаємо:

$$v_{\text{вс}} = g(\sin \alpha - f \cos \alpha)t \quad (5)$$

та

$$S_l = \frac{gt^2}{2}(\sin \alpha - f \cos \alpha). \quad (6)$$

Виразимо із (6) час і підставивши його в (5) отримаємо:

$$v_{\text{ев}} = \sqrt{2S_1 g (\sin \alpha - f \cos \alpha)}. \quad (7)$$

Оскільки шлях, що проходить частка обернено пропорційний коефіцієнту заповнення простору між скребками транспортера  $k_0$  та підставивши (7) в (3) отримаємо:

$$v_{np} = v_{mp} - \sqrt{2(1-k_0)kg (\sin \alpha - f \cos \alpha)}. \quad (8)$$

де  $k$  – крок скребків транспортера.

Втрати зерна скребковим транспортером з урахуванням величин зазору та швидкості протікання зерна становитимуть:

$$Q_{\text{втр скр тр}} = \delta (2h - \delta \text{tg} \varphi') \left( v_{mp} - \sqrt{2(1-k_0)kg (\sin \alpha - f \cos \alpha)} \right) \gamma. \quad (9)$$

Визначимо втрати шнековим транспортером.

З метою усунення пересипання матеріалу через вал шнека кожух заповнюють зерновим ворохом не більше 35–40% [4].

Таким чином, площа "витікання" матеріалу становить (рис. 4):

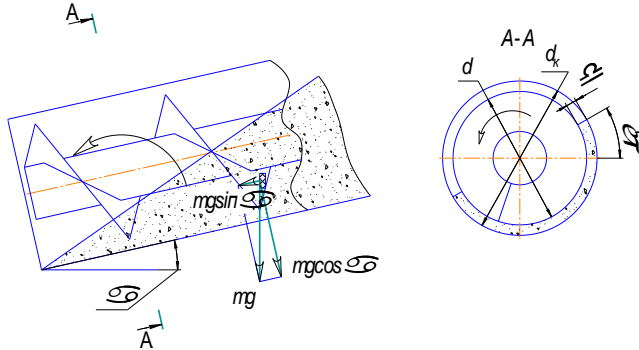


Рис. 4. Схема роботи шнекового завантажувача

$$S_{\text{заз шн}} = \pi (r_k^2 - r^2) \psi = \pi \psi (\delta^2 + 2\delta r), \quad (10)$$

де  $r_k$  – радіус кожуха шнека;  $r$  – радіус шнека;  $\psi$  – коефіцієнт заповнення шнека.

Враховуючи коефіцієнт заповнення об'єму по кроку стрічки  $\psi_1$  та умову не пересипання через вал шнека визначимо втрати шнекового завантажувача:

$$Q_{\text{втр шн}} = \pi \psi (\delta^2 + 2\delta r) \left( v_{mp} - \sqrt{(1-\psi_1)S_2 g (\sin \alpha - f \cos \alpha)} \right) \gamma. \quad (11)$$

Графіки залежності втрати матеріалу під час транспортування різними типами завантажувальних транспортерів приведені на рис. 5.

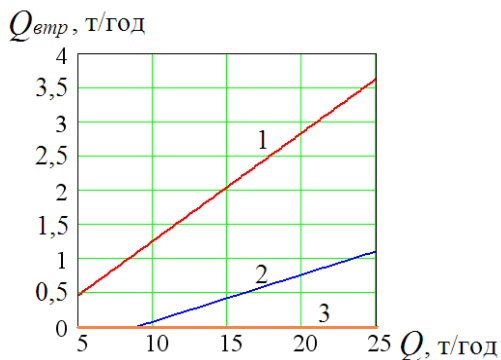


Рис.5. Втрати матеріалу під час транспортування завантажувальними транспортерами: 1 – втрати матеріалу скребковим транспортером; 2 – втрати матеріалу шнеком; 3 – втрати зерна ковшовим транспортером

На підставі проведеного аналізу можна відмітити наступне. Втрати зерна скребковим та шнековим транспортерами не є втратами в звичайному розумінні, оскільки воно залишається в жолобі.

Перетікання, тобто відставання деякої його частини, здійснюється від одного скребка чи витка стрічки до наступного. Таким чином збільшується час на переміщення всього об'єму через відставання часток, що в свою чергу потребує витрат енергії на роботу робочого органу.

В ковшових завантажувачах втрати матеріалу можливі при його заборі з бурта, внаслідок неправильного вибору кінематичного режиму роботи ковша конструктором, або неправильного вибору швидкості руху машини. Неповне завантаження ковшів (0,7–0,85 об'єму [4]) унеможливує втрати під час транспортування.

Дослідження [5] проведенні по визначенню травмування зерна при післязбиральному його обробітку вказують, що найменше травмує шнековий та ковшовий транспортери, а найбільше – скребковий.

Проведений аналіз вказує на переваги ковшового завантажувача над скребковим та шнековим. Таким чином, його використання в завантажувачі є найбільш доцільним.

## Література

1. зерноочистительное оборудование выпускаемое АО "Карловский машиностроительный завод". – Карловка. – 2001. – 4 с.
2. зерноочистительное оборудование выпускаемое заводом имени Фрунзе. – Харьков. – 2001. – 2 с.
3. Комаристов В. Ю. Довідник з механізації післязбиральної обробки зерна / В. Ю. Комаристов, М. М. Петренко. – К. : Урожай, 1990. – 182 с.
4. Корнеев Г. В. Транспортёры и элеваторы сельскохозяйственного назначения / Корнеев Г. В. – М. – К. : Машгиз, 1961. – 231 с.
5. Тарасенко А. П. Снижение травмирования зерна при послеуборочной обработке / А. П. Тарасенко, М. Э. Гульстен // Техника в сельском хозяйстве. – 1985. – № 9. – С. 14–15.

*Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух*

УДК 631.363.2:633.521

О.В. Назарівський, М.Г. Грушецька  
Луцький національний технічний університет

## **АНАЛІЗ МЕХАНІЗАЦІЇ ЗБИРАННЯ НА ПОЛІ РУЛОНІВ І ДОСТАВКИ ЇХ ДО МІСЦЯ ЗАВАНТАЖЕННЯ**

*У даній статі проведено аналіз переміщення на полі рулонів льону до місця їх завантаження.*

**Постановка проблеми.** До механізації збирання льону останнім часом широке розповсюдження отримала рулонна технологія. В той же час ряд питань цієї технології являється не відпрацьовано.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Машини, які необхідні для рулонної технології збирання льону, в основному, створені і багато в чому дослідженні [1, 2, 3], але ж для перевезення рулонів зроблено мало досліджень.

**Мета дослідження** – проаналізувати засоби механізації перевезення рулонів льону до місця їх завантаження.

**Результати дослідження.** За рулонною технологією механізованого збирання льону передбачається використання машин

для транспортування рулонів. При цьому транспортні засоби рухаються на полі, збирають розкидані рулони та перевозять їх до місця зберігання. Однією з вимог технології збирання є доставка цих рулонів максимально короткий термін до місця завантаження.

Виконання даної операції виконується таким способом: розкидані на полі рулони звозять до місця завантаження. Після цього вони навантажуються на транспортні засоби, для чого спеціально переобладнані причепа та вантажні автомобілі.

Для перевезення рулонів із застосуванням навантажувача застосовують навантажувач ПФ-0,5В. Він являє собою трактор, на який навішаний пристрій для завантаження рулонів. Основними вузлами цього пристрою є: опорна рама, рухома стріла, захват, противага і виштовхувальна решітка.

Існують також інші конструкції машин. Наприклад, машини Т-800 і Т-426, які захоплюють кожен рулон з обох боків. При перевезенні рулонів без застосування навантажувачів користуються навантажувачем ПСР-2 (Росія) та самозавантажувальні причепа, які мають подібну будову до вищевказаних машин. Навантажувач ПСР-2 (рис. 1) складається з навісних пристроїв, які знаходяться спереду та позаду трактора.



Рис. 1. Підбирач-збирач рулонів льону, сіна і соломи (ПСР-2)

Самозавантажувач Т-127 здійснює завантаження рулонів з допомогою бокового вильчастого захоплювача з подачею його на візок.

Для всіх перерахованих машин характерна наявність недоліків. Зокрема, це висока матеріаломісткість та складність конструкції. Крім того, необхідно досягти якомога меншої кількості проходів техніки на полі, а використання навантажувача з транспортним засобом для збирання рулонів є економічно недоцільним, крім того дуже ущільнюється ґрунт.

У Луцькому національному технічному університеті нами розроблений пристрій для підбору та перевезення рулонів з усього поля до місця завантаження одним транспортним засобом (рис. 2). Його конструкція дозволяє навантажувати і транспортувати рулони масою від 50 і до 300 кг, та різних діаметрів. Він складається з таких основних елементів: передня рама, передній вертикальний тримач, передні пальці, гідроциліндри з верхнім та нижнім штоком, задній тримач і задні пальці.

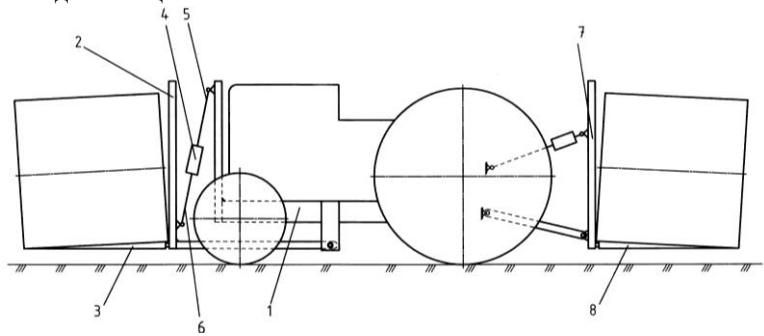


Рис. 2. Рулоновоз: 1 – передня рама; 2 – передній вертикальний тримач; 3 – передні пальці; 4 – гідроциліндр; 5 – верхній шток; 6 – нижній шток; 7 – задній тримач; 8 – задні пальці

Використання даного пристрою усуває необхідність руху на полі важких транспортних засобів та з економити пальне та додаткові затрати праці, а навантаження рулонів з одного місця дозволяє використовувати машини з великою вантажопідйомністю і в кінцевому результаті забезпечити прискорену доставку їх на зберігання або переробку. До інших переваг розробленої нами машини відноситься можливість огороження радіатора і гідроциліндру від рулону, а також можливість зміни положення пальців по ширині захоплення агрегату.

Запропонована конструкція машини дозволяє покращити її роботу, що виражається в можливості зміни положення пальців по ширині захвату агрегату і швидко провести захват рулону.

#### Література

1. Войтюк Д.Г., Гаврилюк Г.Р. Сільськогосподарські машини. – Київ, 2004. – С. 263-274.
2. Дідух В.Ф., Дударев І.М., Кірчук Р.В. Збирання та первина переробка льону-довгунця // Монографія. – Луцьк. Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2008. – С. 46-62.
3. Лёноуборочные машины / Г.А. Хайлис, Н.Н. Быков, В.Н. Бухаркин и др. – М.:Машиностроение, 1985.

*Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс*

УДК 631.35:635.521

О.О. Налобіна, д.т.н., О.П. Герасимчук, С.С. Нікольчук  
Луцький національний технічний університет

### **ДОСЛІДЖЕННЯ ОПОРІВ ТЕРТЮ В ОПОРАХ ШКІВІВ ТА РОЛИКІВ ЗГИНУ БРАЛЬНОГО ПАСУ**

*Стаття присвячена експериментальному вивченню опорів тертю в опорах шківів і роликів, а також згину бральних пасів.*

**Постановка проблеми.** При механізованому збиранні льону використовують льонозбиральні комбайни (комбайновий спосіб) або бральні апарати різноманітних конструкцій (роздільний спосіб збирання). Брання стебел льону здійснюється при захопленні їх бральними пасами, які є основними робочими органами, властивості яких впливають на показник якості процесу брання та, в подальшому, на вихід довгого волокна. Розробка конструкцій нових машин а також удосконалення існуючих вимагає від дослідників знання властивостей бральних пасів.

**Аналіз останніх досліджень.** Розрахунок сил натягу бральних пасів і тиску в рівчачах різноманітних бральних апаратів розроблений проф. Г.А. Хайлісом [1]. Властивості бральних пасів і їхній вплив на показники якості брання досліджувались також багатьма авторами [2, 3, 4, 5,], але в цих роботах недостатньо враховані опір пасів згину, втрати на тертя в опорах шківів і роликів, відсутні методики щодо визначення опорів тертю в опорах шківів і роликів. Нижче наводиться вирішення цих проблем.



**Мета досліджень.** Дані дослідження проведенні з метою отримання експериментальних даних, потрібних для розрахунку сили натягу брального пасу в різних точках брального ривчака.

**Результати дослідження.** На рис. 1 представлений спеціально розроблений стенд для проведення досліджень. Для визначення опорів тертю в опорах шківа 7 в якості пасу використовувалась міцна тканина, яка має малий опір згину. Для визначення впливу опору пасу згину на зміну сили натягу пасу використовувався бральний пас. Потрібно зазначити, що на результати дослідів впливають ті частини пасів, які розташовані в зоні  $E_2DC_1E_3$  на стенді, тому частина пасу  $E_1CD_1E_4$  не обов'язково повинна бути виконана з того ж матеріалу, що й пас на ділянці  $E_2DC_1E_3$ .

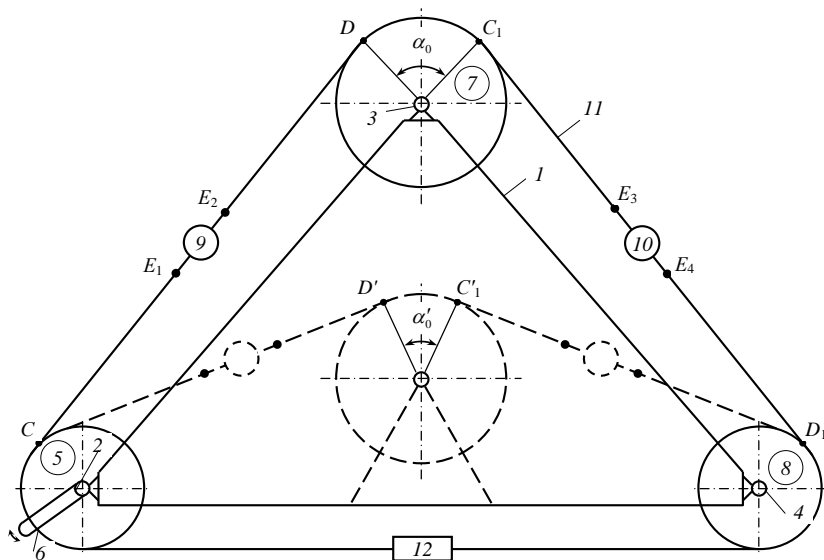


Рис. 1. Стенд для проведення досліджень: 1 – рама; 2, 3, 4 – опори валів шківів; 5 – шків ведучий; 6 – ручка; 7, 8 – шків ведений; 9, 10, 12 – динамометри, 11 – пас

Опір тертю в опорі шківа при розрахунках враховується коефіцієнтом  $K_T$ , який визначається

$$K_T = (F_1 - F_2) / F_2, \quad (1)$$

де  $F_1$  – сила натягу у ведучій вітці (вітці пасу, яка сходить зі шківів 7);  $F_2$  – сила натягу пасу у веденій вітці пасу (вітці, яка набігає на шківів 7).

Сили  $F_1$  і  $F_2$  визначаються дослідним шляхом.

Сила натягу ведучої вітки пасу веденого шківів більша за силу натягу веденої вітки ( $F_1 > F_2$ ). Значення цих сил реєструвались за допомогою динамометрів 9 та 10. Враховуючи те, що різниця між силами  $F_1$  і  $F_2$  є незначною, то її неможливо точно зафіксувати динамометрами, кожен з яких має певну похибку. З цією метою досліди з пасом ми проводили два рази: один раз обертаючи пас за годинниковою стрілкою, другий – проти, що дозволило отримати більш точні результати.

Результати дослідів з визначення коефіцієнтів  $K_D$  наведені в у табл. 1.

Таблиця 1. Результати дослідів, потрібних для визначення коефіцієнта  $K_T$

Діаметр шківів (ролика), мм	Сила натягу тканини до початку обертання, Н	Сила натягу за умови обертання за годинниковою стрілкою, Н		Сила натягу за умови обертання проти годинникової стрілки, Н		Середнє значення, $\Delta F_{ср}$ , Н	Середнє значення сили, $F_{ср}$ , Н	Коефіцієнт $K_T$
		$F_1$	$F_2$	$F_1$	$F_2$			
250	1000	1008,1	998	1005,8	994	10,9	996	0,0109
	2500	2517	2492	2507	2480	26,0	2486	0,0105
100	1000	1005,8	996	1007,7	998	9,82	997	0,0098
	2500	2491	2466	2496	2470	25,7	2468	0,0104

З поданих в табл. 1 даних видно, що значення коефіцієнтів  $K_T$  при різних умовах проведення дослідів коливаються в незначних межах. Зміна діаметра ролика від 250 мм до 100 мм та зміна сили натягу від 1000 до 2500 Н суттєво не вплинула на значення коефіцієнта  $K_T$ .

Тому можна вважати, що в розрахунках сил натягу пасу, під час руху якого долається сила тертя в опорах шківів або ролика, встановлених на підшипниках кочення, коефіцієнт  $K_T$  можна прийняти 0,01.

З метою визначення опору обертанню шківів, пов'язаного із жорсткістю пасу, нами була проведена наступна серія дослідів.

Опір під час руху пасу через тертя в опорі шківів і жорсткості пасу оцінювався коефіцієнтами  $K_T$  і  $K_{3r}\alpha_0$ , які визначались за допомогою цього ж стенду. При цьому брезентові тканина була замінена на пас:

$$K_T + K_{3r}\alpha_0 = \frac{F'_1 - F'_2}{F'_2}, \quad (2)$$

де  $F'_1$  і  $F'_2$  – сили натягу ведучої та веденої віток пасу;  $\alpha_0$  – кут обхвату шківів.

Таблиця 2. Результати визначення коефіцієнта  $K_{3r}$

Діаметр шківів (ролика), мм	Кут обхвату шківів (ролика) пасом, рад	Сила натягу пасу до початку обертання, Н	Сила натягу за умови обертання за годинниковою стрілкою, Н		Сила натягу за умови обертання проти годинникової стрілки, Н		Середнє значення $(F'_1 - F'_2)$ , Н	Середнє значення сили, $F'_2$ , Н	Значення суми $K_T + \alpha_0$	Коефіцієнт $K_{3r}$ , рад <sup>-1</sup>
			$F'_1$	$F'_2$	$F'_1$	$F'_2$				
250	1,0	1000	1002	981	1004,5	983	21,25	982	0,0216	0,0116
		2500	2525,5	2477	2521,5	2481	48,50	2479	0,0195	0,0095
	2,5	1000	1020,8	986	1021	986	34,90	986	0,0354	0,0101
		2500	2565,9	2481,8	2566,9	2482,8	84,11	2482	0,0339	0,0095
100	1,0	1000	1001,5	980	1002	981	21,25	980	0,0216	0,0116
		2500	2522,2	2475,5	2523,0	2476,5	46,60	2476	0,0188	0,0088
	2,5	1000	1025,5	991	1025	991	34,25	991	0,0345	0,0098
		2500	2567	2484	2566	2482	83,50	2483	0,0336	0,0094

Тоді

$$K_{3r} = \frac{F'_1 - F'_2}{F'_2 \alpha_0} - \frac{K_T}{\alpha_0}, \quad (3)$$

В формулі (3)  $K_T$  визначається за формулою (1) і дослідними даними.

Досліди виконувались у цій же послідовності, але з пасом. І визначалося співвідношення  $\frac{F_1' - F_2'}{F_2'}$ , яке надалі було використане для підстановки у формулу (3). Величина кута  $\alpha_0$ , рад визначалася теж за допомогою стенда. Результати визначення коефіцієнта  $K_{зг}$ , який враховує опір згину брального пасу, представлені в табл. 2.

Аналіз табл. 2 показав, що на величину  $K_T + K_{зг} \cdot \alpha_0$  впливають і радіус кривизни пасу при згині (діаметр шківів або ролика), кут  $\alpha_0$ , на який вигинається пас і сила його натягу.

#### **Висновки:**

1. При виконанні розрахунків сил натягу бральних пасів коефіцієнт, який враховує опір тертю в опорах шківів і роликів, необхідно, згідно експериментальних даних, приймати 0,01.
2. Коефіцієнт, який враховує опір брального пасу згину знаходиться в межах 0,0094–0,0116 і при обрахунках сил натягу може прийматись рівним 0,01 рад<sup>-1</sup>.

#### **Література**

1. Льюноборочные машины / Г.А. Хайлис, Н.Н. Быков, В.Н. Бухаркин и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 232с., ил.
2. Налобіна О. О. Механіко–технологічні основи взаємодії робочих органів льонозбирального комбайна з рослинним матеріалом: дис. доктора техн. наук: 05.05.11 / Налобіна Олена Олександрівна. – К., 2008. – 341 с.
3. Ужегова О.А. Дослідження роботи та обґрунтування параметрів бральних апаратів льонозбиральних машин. Автореферат. – Луцьк, 1998. – с. 18.
4. Хайлис Г. А. Теория и расчет льоноборочных машин / Гидаль Абрамович Хайлис. – Елгава, 1973. – 334 с. – (Труды Великолукского сельхозинститута; выпуск XXVI).
5. Хайлис Г.А., Ковалев М.М. Теория льнотеребилных аппаратов с поперечными ручьями. Киев: УААН, 1999. – 90 с.
6. Юхимчук С.Ф. Переміщення стебла льону у поперечному рівняку брального апарата. / С/Г машини. Зб. наук. статей. – Луцьк. Вип. 2, 1996. – с. 106 – 112.

О.О. Налобіна, д.т.н., О.Ю. Філін, О.В. Шовкомуд  
Луцький національний технічний університет

## ДО ПИТАННЯ МЕХАНІЗАЦІЇ ВОРУШІННЯ ЛЬОНУ ЗА УМОВИ ПРИГОТУВАННЯ ТРЕСТИ НА ПОЛІ

*Розглянуто новий робочий орган для ворушіння стрічки льону з метою покращення її розпушування при повторній укладці на землю в розпушеному стані.*

**Постановка проблеми.** Ворушіння стрічки льону - важлива операція у технологічному процесі механізованого збирання льону. Ефективність роботи ворошилки обумовлюється раціональними конструктивними параметрами машини, тому актуальність створення простої ефективною машини для ворушіння є безперечною.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Виконаний огляд досліджень існуючих машин для ворушіння стрічок льону показав, що недоліки цих машин обумовлені нераціональною конструкцією робочого органу для ворушіння стебел льону [ 1,2,3].

**Мета досліджень.** Розробка нового робочого органу для ворушіння стрічки льону з метою покращення її розпушування при повторній укладці на землю в розпушеному стані.

**Результати досліджень.** Збирання льону може проводитись за різними технологіями: сноповою, роздільною, комбайною. Сноповою технологією містить такі технологічні операції: брання льону з в'язанням у снопи, установка снопів у бабки, обмолочування снопів, розстилення льоносоломки, підйом трести зі зв'язуванням у снопи, підбирання і завантаження снопів, транспортування трести або соломки на льонозавод. Для цього способу збирання був розроблений наступний комплекс машин комплекс машин: льонобралки, льономолотарки, льонорозстилочна машина, підбирачі трести.

Роздільний (двохфазний) спосіб збирання полягає у тому, що вибраний льон розстиляють на полі в стрічки, які сохнуть там же; далі суху стрічку піднімають і обмолочують, а соломку обертають та знову розстиляють на льонищі. Після отримання трести її піднімають, пресують у кіпи або рулони і транспортують на льонозавод. Отриманий льоноворох сушать і переробляють на ворохообробній машині.

Комплекс машин для роздільного способу збирання містить льонобралку, льонопідбирач-молотарку, прес-підбирач, машину для розділення вороху і насіневоочисну машину.

Комбайновий спосіб збирання передбачає брання і очіс стебел льону. Можливі два варіанти комбайнового збирання: з реалізацією продукції льоносоломкою і з реалізацією трестюю. За умови, що реалізація продукції здійснюється льоносоломкою, стрічки, які були розстелені льонокомбайном, сушать на полі 3-6 днів, підбирають льонопідбирачами з одночасним в'язанням снопів.

Якщо продукція реалізується трестюю, то стрічка льону розстеляється на трав'яний покрив і перевертається до трьох разів з метою прискорення сушіння. Підйом льонотрести проводиться льонопідбирачем з одночасним в'язанням снопів, які ставлять у "бабки" або загрузають у возики та транспортують на льонозавод. За наявності вологої трести в стрічці її збирають і ставлять на полі у конуси для досушування, після чого її вручну в'яжуть у снопи. Сухі снопи транспортують на льонозаводи.

Для цього способу розроблений наступний комплекс машин: льонозбиральний комбайн, підбирач-обертач, прес-підбирач, навантажувачі рулонів, транспортні засоби, комплект обладнання для сушильного пункту.

Як було зазначено вище, з метою забезпечення якості продукції проводять обертання стрічок льону, які розстелені в полі льонокомбайном або льонобралкою. Ця операція характеризується низькою продуктивністю, через те, що необхідно піднімати стрічку льону, яка проросла травою й прилипла до ґрунту. Для підвищення продуктивності ворущіння необхідно своєчасно відірвати тресту від льонища, а це потребує одночасного використання декількох ворущилок.

Машини для ворущіння стрічок льону можна поділити за напрямком обертання робочого органу на дві групи:

- 1) машини з робочим органом, який обертається в напрямку руху машини;
- 2) машини з робочим органом, який обертається проти руху машини.

Технологічний процес, що виконує ворущила містить декілька послідовно виконуваних операцій:

- захват стебел пальцями підбираючого апарата;
- відрив їх від слища;
- транспортування стрічки вгору.

На рис. 1 подана класифікація апаратів для підбирання стрічки льону.



Рис. 1. Класифікація підбираючих апаратів

Розглянемо конструкції деяких підбираючих апаратів  
 Барабанний підбираючий апарат представлений на рис. 2.

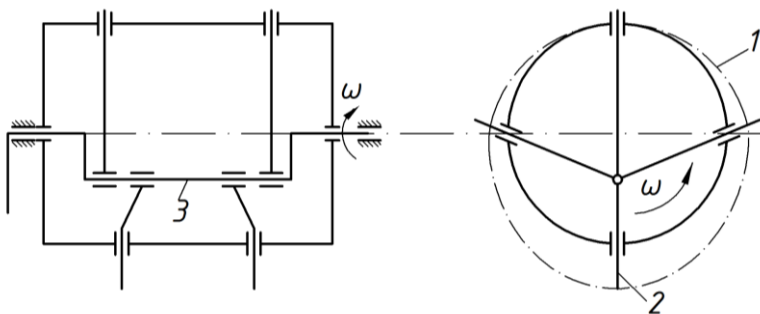


Рис. 2. Схема кулісного барабанного підбираючого апарата: 1 – кожух; 2 – пальці; 3 – вісь.

Апарати барабанного типу з кулісною (рис. 2) застосовуються в машинах ЛОН-1, ОСН-1, «Celes». Недоліком цих механізмів є неточне копіювання поверхні поля і частий злам пальців. Барабанні апарати з кулачковим механізмом (рис. 3) забезпечують хороше вспушування стрічки льону, але забиваються, що приводить до частій зупинки машини.

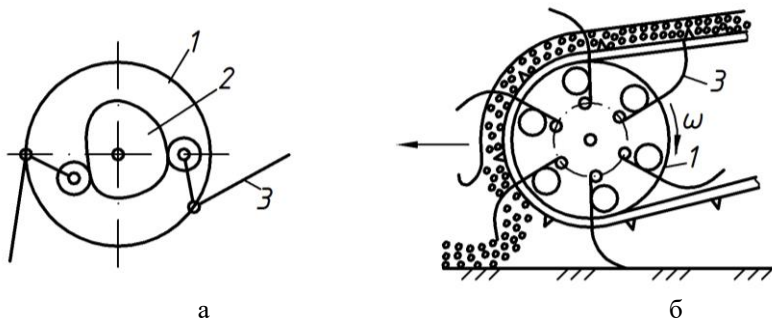


Рис. 3. Схеми підбираючих барабаних апаратів: а – з кулачком: 1 – кожух; 2 – кулачок; 3 – пальці; б – з зубцями, що не убираються: 1 – кожух, 3 – пальці

Апарати барабанного типу з транспортером (рис. 4) застосовують у бельгійських машинах «Deporter», підбирачах-очісувачах ЛОУ-1, де функцію підбираючого апарату виконує транспортер із пальцями; в чеських машинах фірми «SLOU», де функцію підбираючого апарату виконує ланцюгово-пальцевий транспортер. Ці апарати мають ті ж недоліки, що й гребеневі.

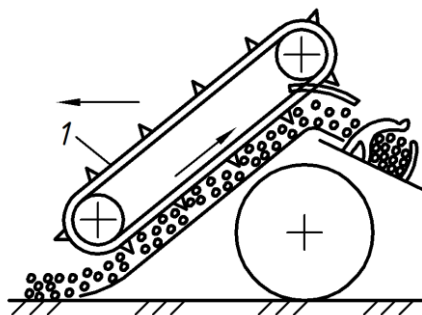


Рис.4. Схема апарату для підбирання стрічки льону з пасово-пальцевим транспортером 1

З метою покращення процесу розпушування був запропонований робочий орган для ворухіння стебел льону зі змінною відстанню розташування пальців [1]. Запропонована конструкція дозволяє забезпечити «приспосовуваність» робочого органу до різного стану стебел і степені їхнього прилипання до ґрунту.



Схема робочого органу для ворущіння стебел льону подана на рис. 5.

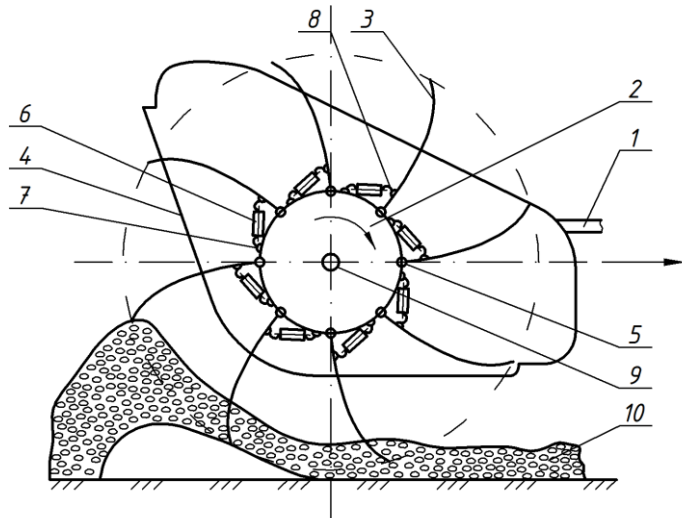


Рис.5. Схема робочого органу для ворущіння стебел льону: 1 – рама; 2 – диски; 3 – пальці; 4 – направляючі поверхні; 5 – шарнірні з'єднання; 6 – римська гайка; 7 – з'єднання дисків з гвинтами; 8 – шарнірні з'єднання пальців із гвинтами римської гайки; 9 – вал дисків; 10 – стебла льону

Робочий орган для ворущіння стебел льону містить раму 1; три диски 2, які жорстко закріплені на валу 9. До кожного з дисків шарнірно прикріплено вісім пальців 3 з відігнутими назад (в бік, протилежний обертанню) кінцями. Пальці рухаються між направляючими поверхнями 4, які призначені для знімання піднятих стебел з пальців у задній частині машини. До пальців на деякій відстані від місць їхнього шарнірного з'єднання 5 з дисками кріпиться шарнірне з'єднання 6 гвинта, вкрученого в римську гайку. Такий самий гвинт, але з протилежно направленою різзю, вкручується в римську гайку з іншого боку і таким чином сполучає її через шарнірне з'єднання з диском. З'єднання кожного пальця з диском – шарнірне. Установка римської гайки з двома гвинтами виконана з метою забезпечення регулювання нахилу пальців в момент захоплення стебел льону.

**Висновки:** Ворущіння стрічок льону проводиться при їхньому ущільненні на полі або після випадіння дощів для

запобігання підгнивання нижнього шару стебел, а також безпосередньо перед підбором стрічок прес-підбирачем з метою прискорення сушки стебел і створення сприятливих умов його роботи.

Розробка нового робочого органу дозволила забезпечити покращення розпушування стебел льону за рахунок того, що відстань між пальцями може змінюватись, тим самим забезпечується підйом стебел при різній степені їхнього прилипання до ґрунту.

#### Література

1. Пат.34844 України, А01Д45/06. Робочий орган для ворущіння стебел льону / Філін О.Ю., Хайліс Г.А.; ЛДТУ.– № и 200803411. Заяв. 17.03.2008р. Опубл. 26.08.2008, Бюл. № 16.

2. Хайліс Г.А. Элементы теории и расчета льноуборочных машин – М: Машгиз. 1963 – 151 с.

3. Хайліс Г.А., Налобіна О.О., Залужний В.І. Технологія збирання льону та проблеми механізації льонарства // Техніка АПК-2004 –№ 1-2.–С.17-19.

УДК 632.982. 2

Онищенко Б.В.

Національний університет біоресурсів і природокористування  
України

## ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ОСІДАННЯ КРАПЛІ

*Отримано математичну модель, яка дозволяє визначити траєкторію та швидкість краплин залежно від їх розміру, робочого тиску, стану приземного прошарку атмосфери і характеристики рослинного покриву.*

**Постановка проблеми.** Відомим, але до цього часу мало вивченим, є вплив дисперсності краплин на якість обприскування, а, відповідно, і на ефективність використання пестицидів. Розмір краплин впливає на осідання, утримання препарату на рослинах, на ступінь покриття препаратом рослинної поверхні, проникнення його в тканину рослин (листову абсорбцію) та на токсичність його для шкідливих організмів.

Складність оптимізації розміру краплин в тому, що він залежить від багатьох факторів, які не є стабільними. Це, зокрема, температура і відносна вологість повітря, швидкість вітру, стабільність атмосфери. Причому кожен з цих факторів дуже суттєво впливає на оптимальне значення розміру краплин. Так, краплина розміром 50 мкм в сухих жарких умовах (температура 30 С, відносна вологість 50 %) може проіснувати тільки 4 с, що дозволяє пролетіти їй лише 15 см [1].

Дуже суттєво від розміру краплин залежить знесення препарату. Так, за даними [1] знесення на відстань 5 м для розпилювачів XR 11002 та XR 8002 при швидкості вітру в межах від 2,22 м/с до 8,3 м/с складає від 5 % до 23 %. За іншими даними [2] знесення краплин залежно від їх розміру навіть при легкому вітрі може коливатись від 2 % до 100 %. Таким чином, знесення хімікатів є однією з найбільш гострих проблем хімічного захисту рослин. Звичайно, знесення краплин під час обприскування можна значно зменшити за рахунок збільшення їх розмірів, але при цьому знижується біологічна ефективність препарату. Тому наступні дослідження були направлені на розрахунок траєкторії полоту краплі в залежності від її розміру, робочого тиску, стану приземного прошарку атмосфери і характеристики рослинного покриву.

**Аналіз останніх досліджень.** Аналіз відомих досліджень затухання швидкості осідання краплин показав, що всі вони описують цей процес тільки для умов віддалених від реальних. Так, в [2] швидкість осідання краплин описується для умов, коли початкова швидкість їх дорівнює нулю, що, звичайно, практичного інтересу не має. У [3] описується осідання частинок вже з урахуванням їх початкової швидкості, але сила опору повітря прийнята прямо пропорційною швидкості частинки, що теж є великим наближенням, оскільки відомо, що ця сила має квадратичну залежність від швидкості частинки. Тому нами проводились дослідження з урахуванням упущень відомих рішень.

**Формування цілей статті.** Ціллю статті є отримати математичну модель, яка дозволяє визначити траєкторію та швидкість краплин залежно від їх розміру, робочого тиску, стану приземного прошарку атмосфери і характеристики рослинного покриву.

**Результати дослідження.** Осідання краплі можна моделювати моделлю силової взаємодії її з гравітаційним полем та повітряним потоком. При цьому обмежимося випадком руху частки в площині ХОУ. Спочатку розглянемо вплив опору повітря на рух краплі, що падає на землю, в рухомому повітряному середовищі (рис.1).

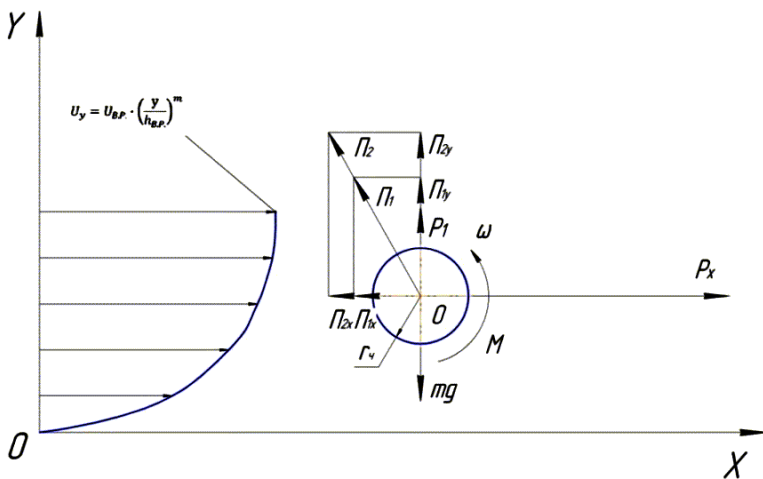


Рис. 1 Сили, які діють на частку, що опускається в середовищі з опором

Нехай крапля вагою  $G=mg$  (де  $m$  – маса краплі;  $g$  – прискорення вільного падіння) падає вертикально вниз, в рухомому повітряному середовищі, з деякої висоти (точки  $O$ ) з початковою швидкістю, яка дорівнює швидкості вильоту краплі з розпилювача. Точку  $O$  візьмемо за початок координат, причому вісь  $Ox$  цієї системи координат доцільно направити в напрямку дії аеродинамічних сил, а вісь  $Oy$  в напрямку дії гравітаційних сил. Крім сили ваги на краплю діє також сила опору повітря  $P_x$ , яка визначається залежністю [4]

$$P_x = c_x S_M \frac{\rho V^2}{2}, \quad (1)$$

де  $c_x$  – коефіцієнт аеродинамічного опору частинки,  $S_M$  – площа миделева перетину,  $\frac{\rho V^2}{2}$  – динамічний тиск,  $\rho$  – густина повітря,  $V$  – швидкість повітряного потоку.

На частку, що рухається в рухомому повітряному середовищі, крім сили аеродинамічного опору, діє бокова сила  $P$ . Вона виникає у двох випадках:

- при наявності  $\text{grad}_y v$  потоку, що обтікає частку, -  $P_1$ ;
- при обертанні частки, що обтікається потоком, -  $P_2$ .

Величина цих сил для плоско-паралельного потоку, відповідно до теореми М. Е. Жуковського, пропорційна відношенню швидкості потоку, що набігає,  $v_{OT}$  і циркуляції  $\Gamma$ , тобто.

$$P = \rho \cdot v_{OT} \cdot \Gamma . \quad (2)$$

Визначимо бокову силу  $P_1$ , що діє з боку повітряного потоку на нескінченно довгий циліндр радіуса  $r_c$ , який переміщається поступально зі швидкістю  $u$  між розпилювачем та поверхнею поля. При цьому приймемо степеневий закон (який визначається залежністю [5]) зміни швидкості повітря по висоті, тобто

$$U_y = U_{B.P.} \left( \Psi_y / h_{B.P.} \right)^m \bar{\Psi} \quad (3)$$

$m = 6/25$  – показник степеня в степеневому законі зміни швидкості повітря по висоті.  $U_{B.P.}$  – швидкість вітру на висоті  $h_{B.P.}$  (висота встановлення розпилювача).

Відносна швидкість повітряного потоку буде:

$$\bar{v}_{OT} = U_{B.P.} \left( \Psi_y / h_{B.P.} \right)^m \bar{\Psi} - \bar{u} \quad (4)$$

Циркуляція швидкісного поля буде визначатися криволінійним інтегралом виду який визначається залежністю [4]

$$\Gamma_1 = \oint v_{OT} dl = \oint v_{OT_x} dx + v_{OT_y} dy \quad (5)$$

Використовуючи формулу Гріна

$$\oint v_{OT_x} dx + v_{OT_y} dy = \iint_S \left( \frac{\partial v_{OT_y}}{\partial x} - \frac{\partial v_{OT_x}}{\partial y} \right) dx dy \quad (6)$$

маючи на увазі, що  $\frac{\partial v_{OT_y}}{\partial x} = \frac{\partial u_y}{\partial y} = 0$  отримаємо:

$$- \iint_S \frac{\partial v_{OT_x}}{\partial y} dx dy = \oint v_{OT_x} dx , \quad (7)$$

то циркуляцію  $\Gamma_1$  швидкості по контурі зазначеного циліндра (див. рис. 2) буде визначати інтеграл  $\oint v_{OT_x} dx$ .

Для того, щоб обчислити інтеграл, що залишився, представимо його у вигляді [4]

$$\oint v_{OT_x} dx = \oint (v_{OT_{0x}} + grad_y v_{OT_x} \Psi_y \sin \alpha) r_c \sin \alpha da . \quad (8)$$

де  $\alpha$  - кутова координата точки контуру обтікання,  $v_{OT_{0x}}$  - відносна швидкість потоку на абсцисі центра контуру обтікання,  $grad_y v_{OT_x}$  - градієнт швидкості потоку на абсцисі центра контуру обтікання.

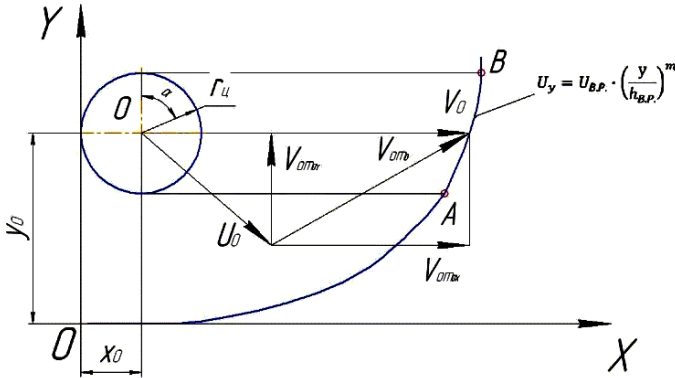


Рис. 2. Рух частинки в рухомому повітряному середовищі (розрахунок бокових сил, що діють на частку)

Визначимо значення

$$\text{grad}_y v_{отл} : \text{grad}_y v_{отл} = \frac{dv_{отл}}{dy} = \frac{\rho \cdot U_{B.P.}^m}{\rho \cdot h_{B.P.}^m} = \frac{6 \cdot U_{B.P.}}{25 \cdot h_{B.P.}^{\frac{6}{25}} \cdot y^{\frac{19}{25}}} \quad (9)$$

Використовуючи сказане, циркуляція швидкості круговим контуром буде:

$$\Gamma_1 = \frac{6 \cdot U_{B.P.}}{25 \cdot h_{B.P.}^{\frac{6}{25}} \cdot y^{\frac{19}{25}}} \cdot \pi \cdot r_c^2 \quad (10)$$

Підставляючи вираз для циркуляції  $\Gamma_1$  у формулу (2), одержимо вираз для бічної сили  $\overline{\Pi \ddot{y}}$ , що діє на одиницю довжини циліндра,

$$\overline{\Pi \ddot{y}} = \frac{6}{25} \cdot \rho \cdot \pi \cdot r_c^2 \cdot \frac{\rho \cdot U_{B.P.}^m}{\rho \cdot h_{B.P.}^m} \cdot \frac{y}{h_{B.P.}} \cdot \frac{U_{B.P.}}{h_{B.P.}^{\frac{6}{25}} \cdot y^{\frac{19}{25}}} \quad (11)$$

Сила  $\overline{\Pi \ddot{y}}$  – це сила, яка діє на одиницю довжини циліндра (Н/м), тобто сила, яка діє на циліндр радіусом  $r_c$  і довжиною 1м. Знайдемо довжину циліндра радіуса  $r_c$  об'єм якого дорівнює об'єму краплі, тобто  $V_y = V_{сп}$  або  $\pi \cdot r_c^2 \cdot H = 4/3 \cdot \pi \cdot r_c^3$ .

Звідси:  $H = 4/3 \cdot r_c$ . Тоді сила, яка діє на краплю у деякому наближенні (чим менше  $r_c$  тим точніше) буде дорівнювати:

$$\overline{\Pi_y} = \frac{8}{25} \cdot \rho \cdot \pi \cdot r_c^3 \cdot \left[ U_{B.P.} \cdot \left( \frac{y}{h_{B.P.}} \right)^m \cdot \ddot{y} \right] \cdot \frac{U_{B.P.}}{h_{B.P.}^{\frac{6}{25}} \cdot y^{\frac{19}{25}}} \quad (12)$$

Якщо частка при переміщенні в повітряному потоці обертається, то на неї, як уже вказувалося, діє додатково бічна сила  $\Pi_2$ , викликана ефектом Магнуса. Для того щоб визначити її значення, схему обтікання залишимо, що й раніше, але будемо вважати, що у точці, у якій перебуває в цей момент частка, вона обдувається потоком зі швидкістю  $\overline{v_{or}}$  однаковою в всіх точках контуру.

Величина циркуляції  $\Gamma_2$  швидкості при обертанні циліндра [4] визначається за формулою

$$\Gamma_2 = 2\chi\chi_u\chi_{or} = 2\chi\chi_u^2\chi_\omega \quad (13)$$

Звідси бічна сила  $\overline{\Pi_2}$ , викликана обертанням циліндра, що діє на одиницю його довжини, буде дорівнювати:

$$\overline{\Pi_2} = 2\chi\chi_\rho\chi_{\frac{U}{h_{B.P.}}}\chi_{(y/h_{B.P.})}^m\chi - u_{\frac{U}{h_{B.P.}}}^2\chi_\omega \quad (14)$$

Помноживши вираз (14) на перпендикулярний розмір сферичної частки  $\frac{4}{3}r_u$ , одержимо силу  $\Pi_2$ .

$$\overline{\Pi_2} = 8/3\chi\chi_\rho\chi_{\frac{U}{h_{B.P.}}}\chi_{(y/h_{B.P.})}^m\chi - u_{\frac{U}{h_{B.P.}}}^2\chi_\omega \quad (15)$$

Згідно теореми М. Е. Жуковського при проектуванні сил на осі координат використовують наступні залежності:

$$\begin{aligned} \overline{\Pi}_x &= F(V_{or,y}) \\ \overline{\Pi}_y &= F(V_{or,x}) \end{aligned}$$

Тоді проекції сил  $\Pi_1$  і  $\Pi_2$  на осі координат будуть:

$$\Pi_{1x} = \frac{8}{25}\chi_\rho\chi\chi_u^3\chi\frac{U_{B.P.}}{h_{B.P.}^{25}\chi_y^{25}}\chi_y \quad (16)$$

$$\Pi_{1y} = \frac{8}{25}\chi_\rho\chi\chi_u^3\chi\frac{U_{B.P.}}{h_{B.P.}^{25}\chi_y^{25}}\chi_{\frac{U}{h_{B.P.}}}\chi_{\frac{y}{h_{B.P.}}}\chi_{\frac{U}{h_{B.P.}}}^m\chi - u_{\frac{U}{h_{B.P.}}}^2\chi_\omega \quad (17)$$

$$\Pi_{2x} = 8/3 \cdot \pi \cdot \rho \cdot r_u^3 \cdot \omega \cdot u_y \quad (18)$$

$$\Pi_{2y} = \frac{8}{3}\chi\chi_\rho\chi_u^3\chi_\omega\chi_{\frac{U}{h_{B.P.}}}\chi_{\frac{y}{h_{B.P.}}}\chi_{\frac{U}{h_{B.P.}}}^m\chi - u_{\frac{U}{h_{B.P.}}}^2\chi_\omega \quad (19)$$

Тоді рівняння руху частинки можна записати у вигляді:

$$\begin{aligned} m\frac{d\overline{u}}{dt} &= \overline{P}_x + \overline{\Pi}_1 + \overline{\Pi}_2 + \overline{mg} + \overline{P}_1; \\ J\frac{d\omega}{dt} &= M, \frac{dr}{dt} = u, \frac{da}{dt} = \omega, \end{aligned} \quad (20)$$

де  $P_l$  - сила опору потоку, що виникає при переміщенні частки в перпендикулярному до нього напрямку.

Відомо, що лінії дії сил  $P_1, P_2$  проходять через центр мас частинки. Тоді величина моменту, що діє на частинку, буде визначатися силою аеродинамічного опору і її плечем щодо центра мас. Знайдемо цей момент. Вважаючи, що частинка перебуває в полі аеродинамічних сил, локальна величина яких пропорційна квадрату відносної швидкості потоку а напрямком яких збігається з напрямком відносної швидкості, визначимо точку прикладення рівнодійної цих сил. При цьому приймемо степеневий закон зміни швидкості повітря по висоті, будемо розглядати з метою спрощення нескінченно довгий нерухомий циліндр, що обдувається плоско-паралельним потоком.

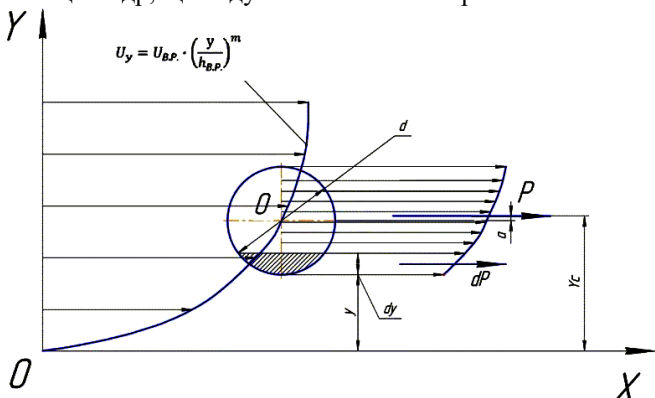


Рис. 3. Момент, що діє на частку в потоці з нерівномірним розподілом швидкостей

Вираз для сили, що діє на одиницю довжини циліндра, можна записати у вигляді:

$$P = \int_{y+d_u}^{y+d_u} A C_u \cdot z \cdot dy = \int_{y+d_u}^{y+d_u} A C_u \cdot \frac{U_{в.р.}^2}{h_{в.р.}^{25}} \cdot \frac{y^{25}}{h_{в.р.}^{25}} \cdot dy = \frac{z}{z\tau} \cdot \frac{A C_u \cdot U_{в.р.}^2}{h_{в.р.}^{25}} \cdot \left[ \frac{y^{27}}{27} - y^{25} \cdot \frac{27}{27} \right] \quad (21)$$

Координата  $y_c$  точки прикладення цієї сили визначиться як центр ваги площі епюри діючих сил:

$$y_c = \frac{\int_{y+d_u}^{y+d_u} A C_u \cdot \frac{y^{27}}{h_{в.р.}^{25}} \cdot U_{в.р.}^2 \cdot C_u \cdot dy}{\int_{y+d_u}^{y+d_u} A C_u \cdot \frac{y^{25}}{h_{в.р.}^{25}} \cdot U_{в.р.}^2 \cdot C_u \cdot dy} = \frac{37 \cdot \frac{y^{27}}{h_{в.р.}^{25}} - y^{25} \cdot \frac{27}{27}}{62 \cdot \frac{y^{27}}{h_{в.р.}^{25}} - y^{25} \cdot \frac{27}{27}} \quad (22)$$



При розташуванні краплини біля поверхні поля, тобто при  $y = 0$ , координата точки прикладення сили буде

$$y_c = 37/62 d_u. \quad (23)$$

а плече сили щодо центра мас

$$a = \frac{37}{62} d_u - \frac{1}{2} d_u = \frac{37-31}{62} d_u = \frac{6}{62} d_u = 0.097 d_u. \quad (24)$$

Аналізуючи отримані залежності, одержимо, що плече сили змінюється від величини  $a = 0.194 r_u$  при розташуванні краплини біля поверхні поля до  $a = 0$  при розташуванні біля розпилювача. Внаслідок більш вирівняного поля швидкостей у турбулентному потоці зміна величини “а” при переміщенні краплини в поперечному напрямку можна прийняти за лінійним законом, тобто.

$$a = 0.194(r_u / (h_{B.P.} + r_u))(h_{B.P.} - y), \quad (25)$$

де  $y$  - координата центра мас частки.

З огляду на вищесказане, запишемо рівняння руху сферичної частки в проекціях на осі координат:

$$\begin{aligned}
 m \frac{du_x}{dt} &= \frac{1}{2} \pi \rho \varphi^3 c_x \frac{U_{B.P.}}{h_{B.P.}} \frac{y}{h_{B.P.}} \frac{U_{B.P.}}{h_{B.P.}} - u_x \frac{U_{B.P.}}{h_{B.P.}} \frac{y}{h_{B.P.}} \frac{U_{B.P.}}{h_{B.P.}} - u_x \frac{U_{B.P.}}{h_{B.P.}} \frac{y}{h_{B.P.}} \frac{U_{B.P.}}{h_{B.P.}} \\
 &\quad - \frac{8}{25} \rho \varphi^3 c_x \frac{U_{B.P.}}{h_{B.P.}} \frac{U_{B.P.}}{h_{B.P.}} \frac{y}{h_{B.P.}} \frac{U_{B.P.}}{h_{B.P.}} - \frac{8}{3} \rho \varphi^3 c_x \frac{U_{B.P.}}{h_{B.P.}} \frac{y}{h_{B.P.}} \frac{U_{B.P.}}{h_{B.P.}}; \\
 m \frac{du_y}{dt} &= \frac{8}{25} \rho \varphi^3 c_x \frac{U_{B.P.}}{h_{B.P.}} \frac{U_{B.P.}}{h_{B.P.}} \frac{y}{h_{B.P.}} \frac{U_{B.P.}}{h_{B.P.}} - u_y \frac{U_{B.P.}}{h_{B.P.}} \frac{y}{h_{B.P.}} \frac{U_{B.P.}}{h_{B.P.}} - \frac{8}{3} \rho \varphi^3 c_x \frac{U_{B.P.}}{h_{B.P.}} \frac{y}{h_{B.P.}} \frac{U_{B.P.}}{h_{B.P.}} \\
 &\quad \frac{1}{2} \pi \rho r^3 c_x \frac{U_{B.P.}}{h_{B.P.}} \frac{y}{h_{B.P.}} \frac{U_{B.P.}}{h_{B.P.}} - mg; \\
 J \frac{d\omega}{dt} &= 0.097 \pi \rho r^3 c_x \frac{(h_{B.P.} - y)}{h_{B.P.} + r} \frac{U_{B.P.}}{h_{B.P.}} \frac{y}{h_{B.P.}} \frac{U_{B.P.}}{h_{B.P.}} - u_x \frac{U_{B.P.}}{h_{B.P.}} \frac{y}{h_{B.P.}} \frac{U_{B.P.}}{h_{B.P.}} - u_x \frac{U_{B.P.}}{h_{B.P.}} \frac{y}{h_{B.P.}} \frac{U_{B.P.}}{h_{B.P.}} \\
 \frac{dx}{dt} &= u_x, \quad \frac{dy}{dt} = u_y, \quad \frac{d\alpha}{dt} = \omega.
 \end{aligned} \quad (26)$$

Початкову швидкість краплин можна визначити виходячи з відомої формули для швидкості витікання рідини через отвір:

$$V_0 = \frac{Q}{F} = \mu \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}, \quad (27)$$

де  $Q$  – об’ємний витік рідини, м<sup>3</sup>/с,  $F$  - площа перерізу отвору, м<sup>2</sup>,  $\Delta P$  - перепад тиску, Па,  $\rho$  - щільність рідини, кг/м<sup>3</sup>,  $\mu$  - коефіцієнт витрати рідини,  $\mu = 0,8$ .

Система нелінійних диференціальних рівнянь (26) вирішена чисельними методами в програмі MATLAB методом Рунге - Кутта.

Таблиця 1. Матриця значень початкових умов

Найменування показника	Одиниця виміру	Значення показника
Робочий тиск, Р	МПа	0,3
Діаметр краплини, d	мкм	200
Висота розташування розпилювачів, Н	м	0,7
Швидкість вітру на висоті встановлення розпилювача $h_{в.р.}$	м/с	5
Початкова кутова швидкість $\omega$	рад/с	0

З допомогою системи диференційних рівнянь (26) на комп’ютері була розрахована траєкторія руху краплини, швидкість, та момент який діє на краплину для значень факторів згідно табл. 1.

Результати розрахунків наведені в рисунках 4-6.

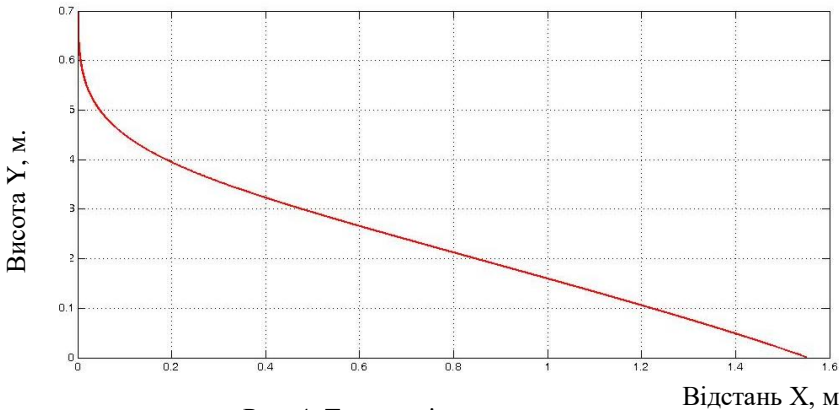
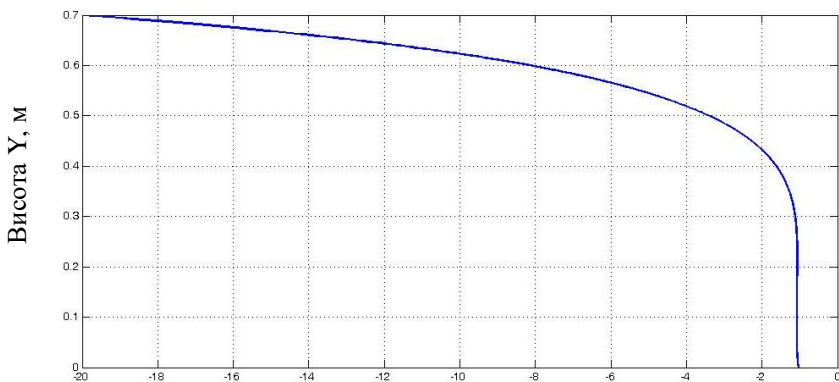


Рис. 4. Траєкторія руху краплини



Вертикальна складова швидкості краплини  $u_x$ , м/с.

Рис. 5. Зміна складової  $u_x$  по висоті.

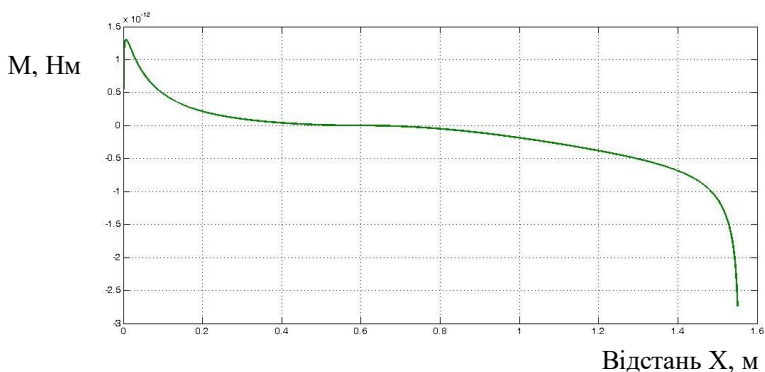


Рис. 6. Зміна моменту  $M$  який діє на краплину по осі  $X$

**Висновки:** Основними механіко-фізичними передумовами підвищення ефективності застосування пестицидів є диференціація параметрів робочого процесу (дисперсність розпилу, тип розпилювачів, кінетична енергія краплин в зоні об'єкту обробки, швидкість руху агрегату) стосовно метеорологічних умов роботи, стану приземного прошарку атмосфери, характеристики рослинного покриву та призначення обробки.

Отримано математичну модель, яка дозволяє визначити траєкторію та швидкість краплин залежно від їх розміру, робочого тиску, стану приземного прошарку атмосфери і характеристики

рослинного покриву. Так краплина діаметром 200 мкм зноситься вітром 5 м/с на 1.55 м за 0.426 сек. А швидкості вітання 1 м/с досягає на відстані 0.3 м від поверхні рослини. Максимальний крутний момент який діє на краплину складає  $2.737 \text{ ЧО}^{12} \text{ НЧм}$ .

#### Література

1. Вулф Т. Стабильное распыление // Зерно.-2007.-№10.-С.73-79.
2. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин: Том 1. Машини для захисту рослин. - Харків, 2002.
3. Пискунов Н.С. Дифференциальное и интегральное исчисления. Для ВТУЗОВ. - Изд. 3-е, стереотип. - М.: Физматгиз, 1961.-748 с.
4. Зуев Ф.Г. Пневматическое транспортирование на зерноперерабатывающих предприятиях. -М., "Колос",1976.-344 с
5. Масло И. П. Исследование процесса опрыскивания полевых культур вентиляторными опрыскивателями с использованием ветра / // Механизация и электрификация сельского хозяйства.- К.: Урожай, 1976.- Вып. 37.-С.63-70.

*Рецензент д.т.н. проф. В.П. Ковбаса*

УДК 631.439.21

В.А. Онопа, к.т. н, М.М. Петренко, проф., к.т.н,  
Т.Г. Сабірзянов, проф., д.т.н.

Кіровоградський національний технічний університет

### **ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ НЕОБХІДНОЇ КІЛЬКОСТІ ВСМОКТУВАЛЬНИХ ЩІЛИН ПНЕВМАТИЧНОЇ НАСАДКИ**

*В статті описано особливості вибору необхідної кількості всмоктувальних щілин насадки для пневматичного методу збирання шкідників з насаджень картоплі.*

Існуючий парк сільськогосподарських пневматичних машин для збирання шкідників [1-4] потребує удосконалення, спрямованого на підвищення ефективності зі зниженням енергоємності їх роботи.

По результатам проведеного аналізу існуючих конструкцій машин запропоновано пневмодезинсектор, який працює на основі

принципу пневматичного збору шкідників з рослин спеціальною насадкою за допомогою всмоктуючого повітряного потоку. Для забезпечення рівномірного тотального збору шкідників з кущів насадка виконується зі щілинами по всій внутрішній поверхні, яка має в перпендикулярному до напрямку руху перерізі підковоподібну форму. Торцеві розміри передньої частини насадки більші, ніж торцеві розміри задньої її частини, а нижні торці насадки мають лотки. Дане технічне рішення захищено патентом України [5].

Пропонуємо насадку (рис. 1), що працює наступним чином. При русі агрегату по рядкам в робочій камері 2 через патрубок 1 за допомогою вентилятора створюється розрідження. У зв'язку з тим, що торцеві розміри передньої частини насадки більші за розміри рослини, насадка поступово знаходить на кущ рослини і не струшує жуків. Завдяки повільному зменшенню поперечного перерізу робочої камери (яка утворена внутрішньою поверхнею насадки) листки рослини з жуками по контуру починають дотикатися до внутрішньої поверхні і жуки всмоктуються у щілини 3 і через патрубок 1 з робочої камери транспортуються до спеціального збірника.

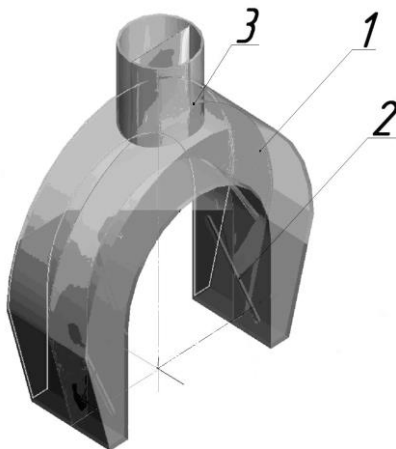


Рис. 1. 3-D модель пневматичної насадки пневмодезинсектора:  
1 – робоча камера; 2 – щілини; 3 – патрубок

Загальний вигляд встановленого на тракторі пневмодезинсектора для збору шкідників представлено на рис. 2.

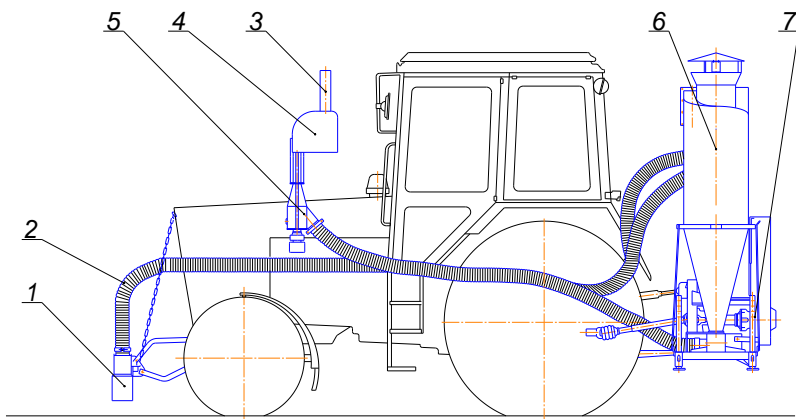


Рис. 2. Пневмодезинсектор для збору шкідників пасльонових культур (загальний вигляд): 1 – пневмонасадка; 2 – пневморукав; 3 – патрубок виведення знищених шкідників вихлопними газами; 4 – газова камера; 5 – газоструменевий компресор; 6 – циклон; 7 – вентилятор

Ефективність роботи пневмодезинсектора залежить від багатьох факторів, пов'язаних з параметрами насадки, особливостями шкідника та будовою рослини, на якій знаходиться шкідник (рис. 3).

До основних параметрів пневматичної насадки можна віднести:

- геометричні (форма насадки, радіус  $R$  її округлення, висота встановлення насадки над рівнем ґрунту  $h_0$ , кількість та розміри всмоктувальних щілин);
- кінематичні (швидкість руху агрегату  $V_{\text{арп}}$ );
- аеродинамічні (швидкість і тиск повітряного потоку  $:V_{\text{пов}}, P$ ).

Шкідники характеризуються морфологічними параметрами (розмір та масові характеристики шкідників залежно від фаз їх розвитку).

Для вибору режиму роботи насадки важливе урахування місць знаходження (координат) шкідників у момент їх відриву від листків рослини.

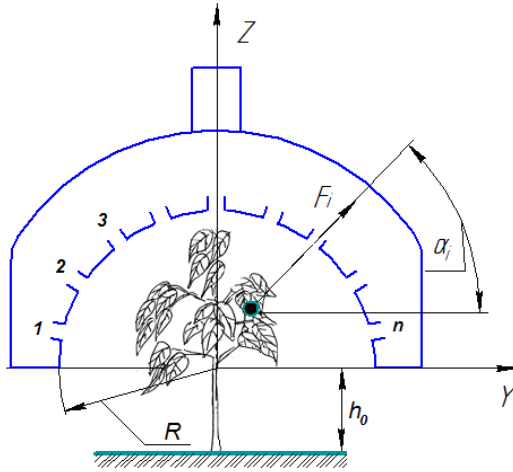


Рис. 3. Схема взаємодії пневматичної насадки зі шкідниками на кущі:  
1, 2, 3...n – номери щілин

Зона вловлювання пневматичного пристрою може бути представлена у вигляді напівциліндра радіусом  $R$  (рис. 4). Враховуючи, що всмоктувальні отвори доцільно виконувати у вигляді щілин, орієнтованих під кутом  $\alpha$  до твірної циліндричної поверхні, постає завдання визначення необхідної кількості щілин, достатньої для забезпечення повного охоплення циліндричної робочої поверхні пристрою як по твірній, так і по направляючій лініям.

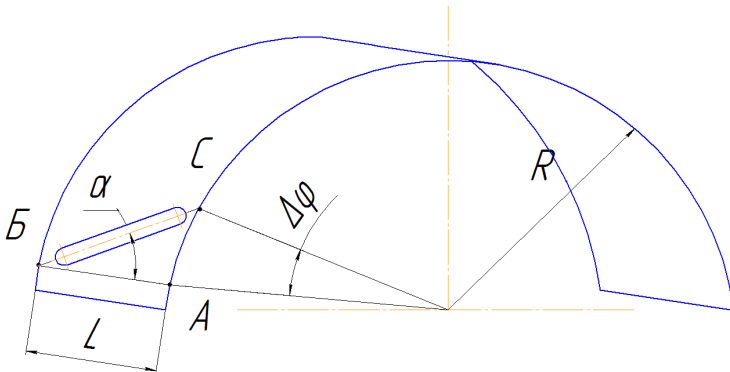


Рис. 4. Схема розрахунку необхідної кількості всмоктувальних щілин пневматичної насадки

Згідно вибраної конструктивної схеми пристрою зона уловлювання в перерізі перпендикулярному до центральної осі представляє собою напівколо з кутом охоплення  $\pi$  ( $180^\circ$ ). Ця зона в процесі роботи пристрою повинна повністю перекриватися всмоктувальними щілинами з виконанням умови:

$$\Delta\varphi = \pi/n, \quad (1)$$

де  $n$  – кількість щілин.

Відповідно, довжина дуги сектора, що охоплюється щілиною, дорівнює:

$$\Delta l = R \cdot \Delta\varphi. \quad (2)$$

Довжину дуги сектора щілини можна визначити через загальну довжину насадки пристрою  $L$  і кут нахилу щілини  $\alpha$ .

В свою чергу, довжина насадки пристрою для повної обробки куща не повинна бути менше його розміру і залежати від швидкості руху агрегату  $V_{agr}$  і часу обробки куща  $t_{обр}$

$$L \geq 2 \cdot r = V_{agr} \cdot t_{обр}, \quad (3)$$

де  $r$  – радіус сфери, що описує кущ.

Ефективний захват шкідника всмоктувальною щілиною може відбуватися при умові, якщо час знаходження щілини над шкідником буде більше або рівним часу захвату жука:

$$t_{роб.щіл} \geq t_{зах}.$$

Робочий шлях щілини  $L_{щ}$  (рис. 5) визначається як

$$L_{щ} = h / \sin \alpha, \quad (4)$$

де  $h$  – ширина щілини.

Тоді час захвату жука буде дорівнювати

$$t_{зах} = \frac{h}{V_{agr} \cdot \sin \alpha} \quad (5)$$

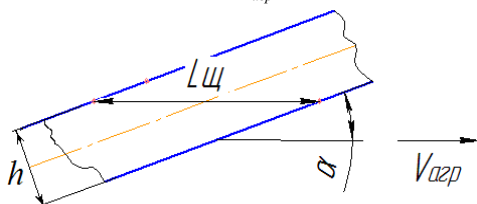


Рис. 5. До визначення шляху роботи щілини

Відповідно, кут нахилу щілини складає

$$\alpha = \arcsin \left( \frac{h}{V_{agr} \cdot t_{зах}} \right). \quad (6)$$



З отриманої формули видно, що зі зменшенням часу захвату шкідника всмоктувальною щілиною їх кут розташування може бути збільшеним, і тим самим менше щілин буде потрібно в конструкції збирального пристрою.

З урахуванням достатньо малої кривизни циліндричної поверхні робочого органу насадки на відрізку довжини дуги  $\Delta l$  (рис. 4), для інженерних цілей трикутник  $\Delta ABC$  можна вважати плоским. Тоді

$$\Delta l = L \cdot \sin \alpha . \quad (7)$$

Підставляючи у (7) значення кута нахилу щілини з рівняння (5), отримаємо:

$$\Delta l = L \cdot \frac{h}{V_{agr} \cdot t_{зах}} . \quad (8)$$

Після перетворення рівняння (1) і використання значення  $\Delta l$  з рівняння (8), отримаємо кількість щілин:

$$n = \frac{\pi \cdot V_{agr} \cdot t_{зах} \cdot R}{L \cdot h} . \quad (9)$$

Для аналізу отриманої залежності побудовані відповідні графіки (рис. 6).

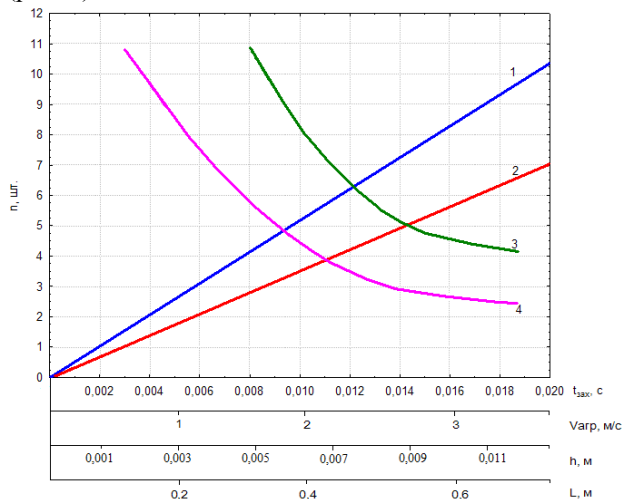


Рис. 6. Залежність кількості всмоктувальних щілин від конструктивних і технологічних параметрів робочої насадки: 1 – час захвату жука  $t_{зах}$ ; 2 – швидкість агрегату  $V_{agr}$ ; 3 – ширина щілини  $h$ ; 4 – довжина насадки  $L$  (для  $R=0,15\text{м}$ ;  $\alpha = 15^\circ$ ).

Аналіз залежностей показує лінійний вплив часу захвату і швидкості агрегату на необхідну кількість усмоктувальних щілин. При збільшенні цих параметрів, кількість щілин також збільшується.

Зворотний вплив мають ширина щілини і довжина насадки. Зі збільшенням цих параметрів кількість щілин нелінійно зменшується зі схильністю до стабілізації в межах 3...6 штук (рис. 6).

#### Література

1. Бендера І.М., Бондзяк В.І. та ін. Пристрій для збирання колорадського жука // Наукові розробки, рекомендовані виробництву / Хмельницький ЦНТЕІ, 1996. – С. 46.
2. Волошин О.С., Волошина Н.М., Хоружий В.Н., Онопа В.А. Пневматический сбор вредителей сельскохозяйственных культур // Теория и методика создания почвообрабатывающих и посевных машин: Сб. науч. тр. НПО “Лан”. – Кировоград, 1996. – С. 225 – 228.
3. Матяш В. Про виробництво екологічно чистих продуктів, або як колорадського жука знищити без хімії // Пропозиція. – 2002. – №2. – С. 70 – 72.
4. Lacasse, B., Laguë C., Khelifi M., Roy P.M., Bourassa S., Cloutier C. Pneumatic control of Colorado potato beetle populations // Physical control methods in plant protection. – C. Vincent, B. Panneton et F. Fleurat-Lessard, eds. Springer-Verlag Berlin / INRA, Paris, 2001. – P. 282–293.
5. Насадка пристрою для збирання комах з рослин: Декл. пат. 8906, Україна. МКИ А01 М5/00 / Онопа В.А., Петренко М.М., Кириченко А.М., Онопа В.В. – №200502778; Заявл. 28.03.2005; Опубл. 15.08.2005, Бюл. №8.

## **КОНЦЕПТУАЛЬНІ ПІДХОДИ ДО ОЦІНКИ ТЕХНІЧНОГО РЕСУРСУ ЗВАРНИХ КОНСТРУКЦІЙ МОБІЛЬНОЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ**

*Запропоновано концептуальні підходи до оцінки ресурсу зварних конструкцій мобільних сільськогосподарських машин, побудовані на основі концепцій механіки руйнування. Ці підходи базуються на обґрунтованому критерії про розповсюдження дефектності при експлуатації як поступову відмову елемента конструкції.*

**Постановка проблеми.** Технічний рівень та показники якості вітчизняної сільськогосподарської техніки та тенденції їх зміни свідчать про надто повільний ріст вказаних параметрів [1-3]. Для забезпечення випуску конкурентоспроможної сільськогосподарської техніки необхідне підвищення її якісних параметрів за рахунок побудови конструкцій за модульним принципом з використанням уніфікованої елементної бази, застосування прогресивних конструктивних матеріалів, збільшення напрацювань на відмову у кілька разів. З іншого боку для підвищення рівня конкурентоспроможності вітчизняної сільськогосподарської техніки необхідно створити і розвивати потужні науково-дослідні центри з сучасною випробувальною базою для відпрацювання вузлів і конструкцій, переглянути і нормативно-технічну документацію зі створення та виробництва машин, оновити методологію випробувань з метою якнайшвидшого отримання вірогідних показників якості [3, 4].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Однією з найважливіших і одночасно найскладніших задач теорії і практики машинобудування (у т. ч. сільськогосподарського) є підвищення надійності (довговічності) конструкцій [1-4]. Концепція забезпечення надійності машин сформульована Погорілим Л.В. та Аніловичем В.Я. [4] і полягає в тому, щоб на стадії проектування створити конструкцію із заданим терміном служби в експлуатації і мінімальними затратами споживача на придбання, обслуговування та ремонт машин протягом всього терміну її служби. Стандартна методика оцінки надійності для сільськогосподарської техніки має певні особливості, спричинені місцевими умовами експлуатації,

постійно змінюваними кліматичними умовами та урожайністю культур, кваліфікацією механізаторів [4]. Для оцінки ресурсу конструкцій традиційно застосовують методи оцінки втомної міцності, в основі яких лежать фізичні моделі раптових відмов [5-6]. На основі фіксації часу виникнення раптових відмов проводять їх статистичну обробку і вносять пропозиції щодо відповідності конструкцій нормативним параметрам.

**Мета досліджень.** Оновлення методології випробувань зварних вузлів конструкцій мобільних машин для прискореної і вірогідної оцінки одного з показників надійності – довговічності шляхом контролю за паявою і поступовим поширенням тріщини в елементі конструкції.

**Результати досліджень.** Реалізація концепції забезпечення надійності сільськогосподарських машин, запропонована Погорілим Л.В. та Аніловичем В.Я. передбачає вирішення ряду стандартних задач (див. рис.): встановлення економічно оптимального строку служби машини до списання (і одночасно строку служби невідновних конструкцій і систем); проведення розрахунку очікуваних ресурсів деталей, вузлів, агрегатів і машини в цілому, і на цій основі – визначення «лімітуючих» елементів машини. Подальший розв'язок задач пов'язаний з проведенням прискорених стендових і експлуатаційних випробувань дослідних зразків техніки для перевірки результатів розрахунку прогнозованого ресурсу, і на їх основі, виконання уточнених розрахунків надійності елементів машин та здійснення доводочних робіт. І, насамкінець, вирішується задача з розробки системи контролю надійності машини на виробництві та в умовах експлуатації.

Досвід випробувань та експлуатації об'єктів мобільної сільськогосподарської техніки показує [7], що у зварних конструкціях (рамах, опорних елементах, зварних деталях та вузлах) при застосуванні технологій зварювання, які рекомендуються для сільськогосподарського машинобудування, практично завжди присутні дефекти зварювання. При експлуатаційному навантаженні мобільних машин в зонах дефектів ініціюються і поступово поширюються тріщини від початкового до граничного значень. Період розповсюдження тріщин складає 80-90 % усього ресурсу [7-8],

Таким чином, зважаючи на фізичну сутність відмов, ресурс конструкцій доцільно визначити, з врахуванням кінетики розвитку тріщини. Отже, пропонується змінити критерій встановлення відмови з раптової, що встановлює неможливість подальшої експлуатації

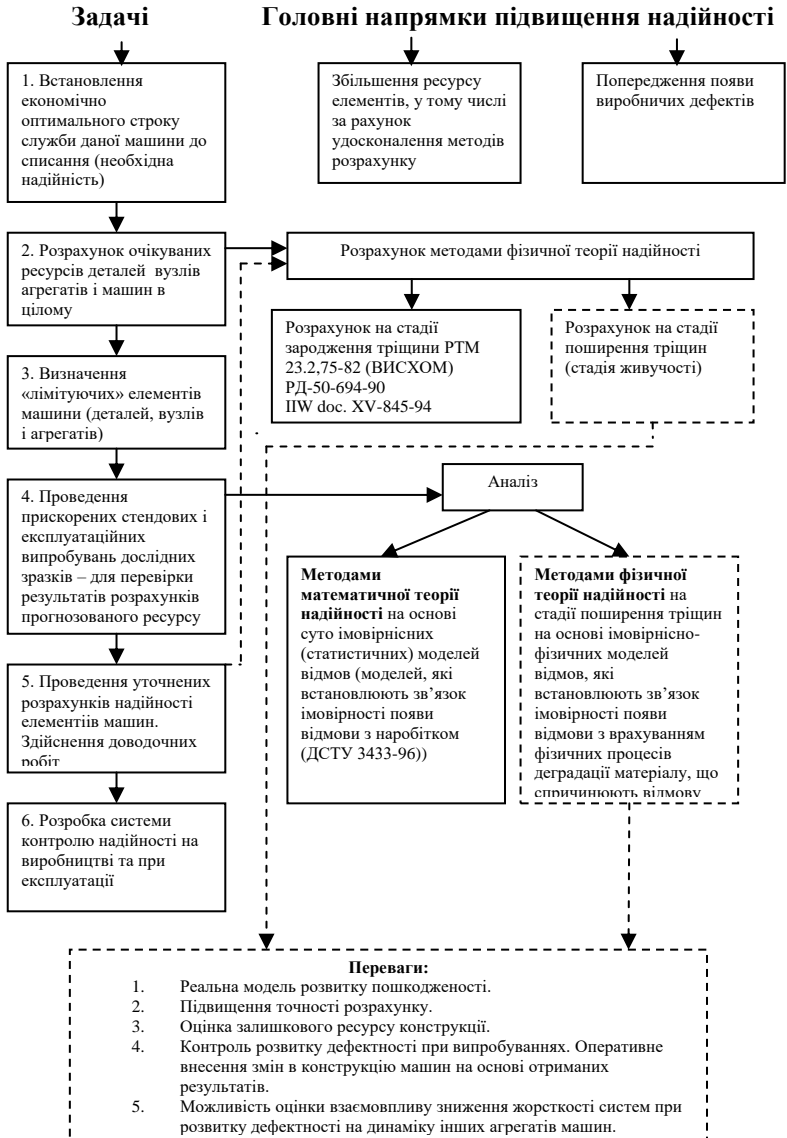


Рис. Структурна схема алгоритму забезпечення технічного ресурсу машин

машини на модель, що розглядає поступове руйнування конструкцій при поширенні тріщин (модель поступових відмов) в експлуатації.

Загальні задачі, які необхідно розв'язати, та переваги застосувань моделі поступових відмов виокремлені на рисунку штриховими лініями.

Довговічність елемента конструкції при поширенні тріщини представляється залежністю:

$$N = f(K_I, l_o, l_k, C, n),$$

де  $K_I$  – коефіцієнт інтенсивності напружень (силовий параметр), який описує напружено-деформівний стан в околі вершини тріщини при експлуатаційному навантаженні;  $l_o, l_k$  – початковий і граничний розміри тріщини, які залежать від технології зварювання, матеріалу, норм експлуатації;  $C, n$  – параметри матеріалу.

Для розв'язку задач такого класу розроблені математичні моделі і сформована відправна база (банк даних) [8-12].

Підходи, що розглядають поступовий розвиток дефектності в процесі експлуатаційного навантаження зварних конструкцій, мають наступні переваги у порівнянні з традиційними методами ресурсних випробувань. По-перше, досліджується реальна модель розвитку пошкоджуваності. По-друге, методи, які розглядають тріщину як причину руйнування, підвищують точність розрахунку у порівнянні з розрахунками на втомну міцність. По-третє, при фіксації тріщини певних розмірів є можливість оцінити залишковий ресурс конструкції, на відміну від методів, що розглядають руйнування як раптову відмову. По-четверте, оцінка та аналіз розвитку поступових відмов на початковій стадії випробувань можуть оперативнo використовуватись для внесення змін в конструкцію серійних машин, що почали серійно випускатися, чи в технологію їх виготовлення. Такий підхід доповнює теорію ресурсних випробувань зварних конструкцій мобільної сільськогосподарської техніки на основі контролю за появою тріщини. Це дозволяє підвищити надійність техніки за рахунок своєчасного виявлення «проблемних» вузлів.

**Висновок.** Запропоновано нові підходи, що доповнюють теорію ресурсних випробувань мобільної техніки, підвищують оперативність і точність розрахунку технічного ресурсу елементів конструкцій машин.

#### Література

1. Гуков Я.С. Проблеми вітчизняного сільськогосподарського машинобудування та шляхи їх вирішення //Техніка АПК. 2006. – № 5. – С. 12.

2. Шибанін В.С. Перспективи розвитку сільськогосподарського машинобудування в Україні // Вісник аграрної науки Причорномор'я. - 2007. – № 2 (41). – С. 3-10.
3. Кравчук В. Пріоритетні напрямки наукових досліджень у прогнозуванні, випробуванні та сертифікації техніки і технологій для АПК // Техніка АПК. - 2008. – № 1. – С. 6-7.
4. Погорельий Л.В., Анилович В.Я. Испытания сельскохозяйственной техники: научно-методические основы оценки и прогнозирования надежности сельскохозяйственных машин. – К.: Феникс, 2004. – 208 с.
5. ДСТУ 3483-96. Надійність техніки. Моделі відмов. – К.: Держстандарт України, 1996. – 42 с.
6. Шашкин В.В., Карзов Г.П. Надежность в машиностроении: Справочник – СПб.: Политехника, 1992. – 719 с.
7. Дмитриченко С.Г. Создание тракторов с минимальной металлоемкостью и требуемой прочностью // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 2000. – № 4. – С. 22-25.
8. Підгурський М.І., Рибак Т.І., Сташків М.Я. Оцінка впливу дефектності зварних з'єднань на надійність сільськогосподарської техніки // Вісник ХНТУ сільського господарства ім. П. Василенка «Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва». – Харків, 2007. – Вип. 51. – С. 289-295.
9. Рибак Т., Підгурський М., Сташків М. Проблеми пошукового конструювання сільськогосподарських машин // Техніка АПК. - 2007. – № 11-12. – С. 6-9.
10. Підгурський М., Сташків М. Методи визначення КІН для дефектних елементів відкритого профілю // Вісник ТДТУ. - 2006. – Т. 11. – № 4. – С. 92-108.
11. Підгурський М., Сташків М. Розвиток наскрізних тріщин у гнutoзварних тонкостінних елементах коробчастого профілю // Вісник ТДТУ. - 2006. – Т. 11. – № 4. – 78-86.
12. Підгурський М. Критерії розвитку форми поверхневих тріщин у зварних вузлах металоконструкцій // Вісник ТДТУ. - 2008. – Т. 13. – № 3. – С. 35-42.

*Рецензент д.т.н., проф. Т.І Рибак*

Ю.Ф. Павельчук

Подільський державний аграрно-технічний університет

## ПРО ВЗАЄМОДІЮ НАСІННЯ З ПРИЗМАТИЧНИМ ВІДБИВАЧЕМ СОШНИКА

*Обґрунтовано параметри процесу взаємодії насіння з відбивачем сошника сівалок для підґрунтового-розкидної сівби. Для визначення параметрів робочої поверхні відбивача складемо рівняння площин крил лапи у системі координат  $x_1, y_1, z_1$ . Теоретично визначені кути нахилу бокових площин відбивача. Встановлено, що модуль і напрямок швидкості  $U$  відбивання насіння залежать від коефіцієнтів  $k$  і  $\lambda$  - відновлення та миттєвого тертя насіння.*

**Постановка проблеми у загальному вигляді.** В більшості сучасні сівалки для підґрунтового-розкидного посіву виконують смуговий посів. З метою вдосконалення сошника сівалки для безрядкового способу посіву необхідно до його конструкції включити додаткові елементи (розподільні пристрої - відбивачі), які б давали змогу більш оптимально використовувати його конструктивну ширину захвату.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Вітчизняні та зарубіжні вчені приділяють значну увагу розробці і дослідженню сошників для підґрунтового-розкидного посіву. Дослідженням і науковим обґрунтуванням сошників для підґрунтового-розкидного посіву та їх розподільних пристроїв займались Ф.В. Гріщенко, Л.А. Новіцький, В.Я., Сахацький, Д.А., В.О. Белодєдов, А.В. Рудь та багато інших вчених-сівальщиків [1, 2, 3, 4].

Однак поза увагою дослідників залишаються питання обґрунтування параметрів процесу взаємодії насіння з різними типами відбивачів сошників сівалок для підґрунтового-розкидної сівби.

**Мета статті.** Обґрунтувати параметри процесу взаємодії насіння з відбивачем сошника сівалки для суцільного підґрунтового-розкидного посіву зернових культур.

**Результати досліджень.** Основними параметрами робочого органа сівалок для підґрунтового-розкидної сівби – сошника типу стрілочасті лапи культиватора є:

$2\gamma$  - кут, який визначає відхилення крил лапи (рис. 1, в);



- $\beta$  - кут встановлення площини крила лапи до дна борозни (рис. 1, б);
- $\alpha'$  - кут підйому скиби (кут входження сошника у ґрунт) (рис. 1, в);
- $B_0$  - ширина захвату сошника (рис. 1, в);
- $\delta$  - ширина крила (рис. 1, в);
- $a_1$  - висота підйому.

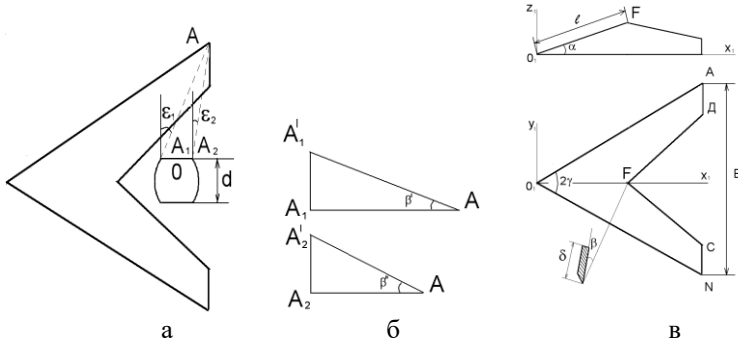


Рис. 1. Схеми для визначення: а, б – кута нахилу бокових поверхонь відбивача до горизонту; в – геометрична характеристика наральника сошника

Оскільки умови роботи культиватора на передпосівній культивуванні ґрунту та сівалки-культиватора при сівбі практично однакові, тому параметри  $B_0$ ,  $2\gamma$ ,  $\beta$  лап сошників доцільно запозичити у культиваторної лапи. Кут  $\alpha'$  входження сошника у ґрунт пов'язаний з кутами  $\beta$  і  $\gamma$  співвідношенням [5]

$$\operatorname{tg} \alpha' = \operatorname{tg} \beta \sin \gamma .$$

Висота підйому  $a_1$ , за даними Д. А. Сміловенко, дорівнює

$$a_1 = (0,4 - 0,6)h,$$

де  $h$  – глибина заробки насіння.

Довжина  $L$  грудей лапи пов'язана з кутами підйому та роздрібнення залежністю

$$L = \delta \frac{\sin \beta}{\sin \alpha'} . \quad (1)$$

Для визначення параметрів робочої поверхні відбивача складемо рівняння площин крил лапи у системі координат  $x_1$ ,  $y_1$ ,  $z_1$  (рис. 1, в).

Нехай площина  $O_1ADFCN$  обмежена горизонтальною проекцією крил лапи. Леза лапи будуть розташовані по лініях  $O_1A$  і  $O_1N$ , а по лініях  $FD$  і  $FC$  – задній обріз крил лапи. Рівняння прямих  $O_1A$  і  $O_1N$ , які співпадають з лезами лапи, будуть мати вигляд рівняння прямих, які проходять через початок координат  $O_1$ , з кутовим коефіцієнтом  $K_l = \pm tg\gamma$

$$y = \pm x tg\gamma.$$

Через прями  $O_1A$  і  $O_1N$  проводимо площину під кутом  $\beta$  до координатної площини  $x_1o_1y_1$ . Запишемо їх рівняння, як рівняння площини в загальному вигляді

$$A_l x + B_l y + C_l z = 0. \quad (2)$$

Поділивши обидві частини цього рівняння на  $C_l (C_l \neq 0)$ , одержимо

$$\frac{A_l}{C_l} x + \frac{B_l}{C_l} y + z = 0. \quad (3)$$

Нормальний вектор  $\bar{n}$  шуканих площин має координати

$$\bar{n} \left\{ \frac{A_l}{C_l}, \frac{B_l}{C_l}, 1 \right\},$$

а координатний вектор  $\bar{n}_0$  горизонтальної площини -  $\bar{n}_0 \{0, 0, 1\}$ . Так як кут між цими площинами дорівнює  $\beta$ , то можна записати наступну рівність

$$\cos \beta = \frac{\bar{n} \times \bar{n}_0}{|\bar{n}| \times |\bar{n}_0|} = \frac{\frac{A_l}{C_l} \cdot 0 + \frac{B_l}{C_l} \cdot 0 + 1 \cdot 1}{\sqrt{\frac{A_l^2}{C_l^2} + \frac{B_l^2}{C_l^2} + 1} \sqrt{0^2 + 0^2 + 1}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{A_l^2}{C_l^2} + \frac{B_l^2}{C_l^2} + 1}}. \quad (4)$$

Для визначення двох невідомих коефіцієнтів  $\frac{A_l}{C_l}$  і  $\frac{B_l}{C_l}$  у рівнянні шуканої площини складемо друге рівняння, яке враховує перпендикулярність двох векторів: нормального вектора  $\bar{n}$  шуканої площини та вектора  $\overline{O_1M}$ , який лежить у цій площині та є направляючим вектором прямої  $O_1A$  (точка  $M(a_1, e_1, 0)$  - довільна точка прямої  $O_1A$ ). Вектор  $\overline{O_1M}$  має координати  $\overline{O_1M} \{a_1, e_1, 0\}$ . З

умови перпендикулярності одержуємо рівняння, яке шукали для визначення коефіцієнтів  $\frac{A_1}{C_1}$  і  $\frac{B_1}{C_1}$

$$a_1 \frac{A_1}{C_1} + e_1 \frac{B_1}{C_1} = 0. \quad (5)$$

Розв'язуємо одночасно рівняння (4) і (5). З рівняння (5) знаходимо

$$\frac{B_1}{C_1} = -\frac{a_1}{e_1} \cdot \frac{A_1}{C_1}.$$

Підставляємо його значення у рівняння (4) і одержуємо

$$\cos \beta = \frac{1}{\sqrt{\frac{A_1^2}{C_1^2} + \frac{a_1^2}{e_1^2} \cdot \frac{A_1^2}{C_1^2} + 1}}.$$

Враховавши призначення відбивача, суттєво припустити, що він має три робочі площини: дві бокові, які спрямовують насіння під кінці крил лапи, та середню площину, яка спрямовує насіння на центральну площину смуги розсіву.

Зі схеми (рис. 2, а) видно, що

$$\beta_1 = 90^\circ - (\alpha_1 + \beta_0). \quad (6)$$

Враховуючи рівність (4), одержуємо рівняння

$$\operatorname{tg}(90^\circ - \alpha_1 + \beta_0) = \frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{k}. \quad (7)$$

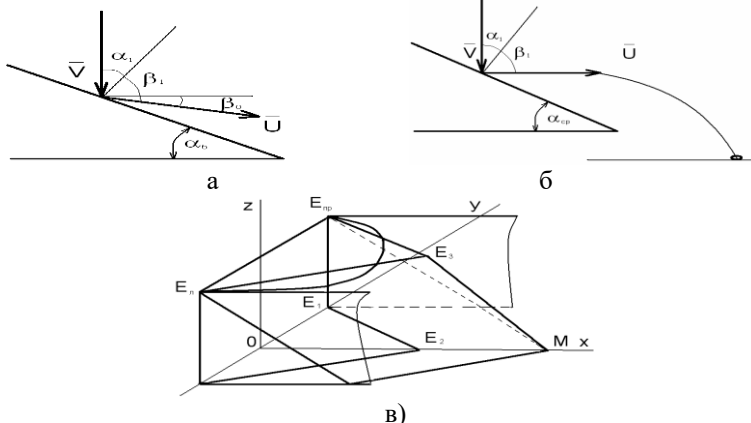


Рис. 2. Схеми для визначення: а, б – параметрів відбитого насіння; в – рівняння площини відбивача

Тоді модуль швидкості відбивання буде дорівнювати

$$U = g\sqrt{k^2 \cos^2 \alpha + (1 - \lambda)^2 \sin^2 \alpha} . \quad (8)$$

Кут нахилу вектора швидкості відбивання до нормалі дорівнює

$$\operatorname{tg} \beta_l = \frac{U_\tau}{U_n} = \frac{1 - \lambda}{k} \operatorname{tg} \alpha . \quad (9)$$

За формулою (9) можна зробити висновок, що модуль і напрямок швидкості  $U$  відбивання насіння залежать від коефіцієнтів  $k$  і  $\lambda$  - відновлення та миттєвого тертя насіння.

Тоді значення кута нахилу бокової площини відбивача до горизонту з врахуванням тертя буде становити

$$\alpha_\delta = \operatorname{arctg} \frac{1}{2} \left( \left( 1 + \frac{k}{1 - \lambda} \right) \operatorname{tg} \beta_0 + \sqrt{\left( 1 + \frac{k}{1 - \lambda} \right)^2 \operatorname{tg}^2 \beta_0 + \frac{4k}{1 - \lambda}} \right) . \quad (10)$$

Середня площина відбивання визначається таким чином, що лінія перетину її з горизонтальною площиною перпендикулярна до напрямку руху сошника та нахилена до дна борозни під кутом  $\alpha_{cp}$ .

При цьому величина кута  $\alpha_{cp}$  повинна забезпечувати горизонтальність вектора  $\bar{U}$  швидкості відбитого насіння, що необхідно для зменшення горизонтальної складової абсолютної швидкості насіння в момент падіння його на дно борозни. Останнє необхідне, в свою чергу, для зменшення розкачування зерна по дну борозни, по ширині захвату сошника.

Зі схеми (рис. 2 б) видно, що в даному випадку

$$\beta_l = 90^\circ - \alpha_l ,$$

тому вираз для кута нахилу середньої площини відбивача до горизонту набуває виду

$$\alpha_{cp} = \operatorname{arctg} \sqrt{k} , \quad (11)$$

або з врахуванням коефіцієнта миттєвого тертя

$$\alpha_{cp} = \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{k}{1 - \lambda}} . \quad (12)$$

На основі проведених досліджень можна зробити наступні **висновки**:

1. Встановлено, що модуль і напрямок швидкості  $U$  відбивання насіння залежать від коефіцієнтів  $k$  і  $\lambda$  - відновлення та миттєвого тертя насіння.

2. Величина кута  $\alpha_{cp}$  повинна забезпечувати горизонтальність вектора  $\bar{U}$  швидкості відбитого насіння, що необхідно для зменшення

горизонтальної складової абсолютної швидкості насіння в момент падіння його на дно борозни.

3. Отримані нами аналітичні залежності дозволяють безпосередньо обчислити кути падіння насіння на відбивач та кути відбивання від нього.

#### Література

1. Грищенко Ф.В., Шведков В.И., Ломовицкий В.С. О результатах производственной проверки безрядковой (зерновой) сеялки. Труды / Рязан. с.-х. ин-т. , 1974 . - Т. 30. - С. 5-12.

2. Вопросы теории машин и механизмов сельскохозяйственного производства. Межвузов. сб. / Ред. кол.: Л.А.Новицкий / Отв. ред. / и др. - Петрозаводск, 1976. – 111 с.

3. Технология подпочвенно-разбросного сева / Сахацкий И.И., Сергеев М.П., Овсянников Б.П. и др. - Челябинск: Южно-Уральское кн. изд-во, 1967. - 52 с.

4. Тимофеев О.И., Белодедов В.О., Рудь А.В. Исследование влияния параметров однозернового центробежного высевающего аппарата на равномерность распределения семян. Сб. науч. раб. / Моск. ин.-т инженеров с.-х. пр.-ва. - М., 1976. - С 16 - 18.

5. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. - М.: Высшая школа, 1971. - 487 с.

*Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс*

С.Г. Панасюк , к.т.н., Р.В. Кірчук, к.т.н., В.М. Подоляк к.т.н.  
Луцький національний технічний університет

## **МОДЕЛЮВАННЯ ПРИСТРОЮ ПОДАЧІ МАТЕРІАЛУ В ЗОНУ РІЗАННЯ ПОДРІБНЮВАЧА КАЧАНІВ КУКУРУДЗИ**

*У статті аналітичним шляхом отримано рівняння та реалізовано математичну модель руху качана кукурудзи в зону різання, що дає можливість отримати раціональні параметри подрібнюючого пристрою.*

**Постановка проблеми.** Сушіння кукурудзи є одним із найбільш енергомістких процесів при проведенні післязбирального обробітку цієї культури.

Для сушіння кукурудзи в качанах використовують камерні сушарки коридорного і секційного типів. Вони не відповідають вимогам часу, оскільки потребують великих затрат на будівництво, енергомісткі в експлуатації, мають великі габарити, а також низьку механізацію завантаження і вивантаження матеріалу.

Качани кукурудзи як об'єкт сушіння є неоднорідним матеріалом, складові якого мають різні технологічні властивості, що впливають на енергетичні витрати в процесі їх післязбирального обробітку.

Зниження витрат на сушіння можна досягти попередньою підготовкою матеріалу. В даному випадку – подрібненням качанів перед процесом їх сушіння.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Інтенсивність процесу сушіння залежить від багатьох факторів, зокрема температури сушильного агента, початкової вологості качанів кукурудзи, будови зернини, теплофізичних властивостей складових качанів (зерна та стрижня), які необхідно враховувати при виборі методу для інтенсифікації процесу.

Аналіз способів і засобів сушіння показав, що для сушіння качанів кукурудзи насінневого та продовольчо-фуражного призначення найширше використовуються секційні та коридорні камерні сушарки, які є громіздкими за будовою, енергомісткими та низькокомеханізованими.

Підготовкою сільськогосподарських матеріалів до сушіння займались Котов Б.І., Гарькавий А.Д., Гевко Б.М., Зеленко В.І., Боярчук Ю.І., Кірницький С.Р., Борта А.В., Дідух В.Ф. та інші[1...6].

Операція підготовки рослинних матеріалів забезпечує видалення домішок із загального об'єму матеріалу, створює умови максимального використання сушильного агента за об'ємом камери сушарки. Ця тематика розкрита не достатньою мірою і потребує додаткових досліджень.

**Мета дослідження.** Ефективна робота пристрою для подрібнення качанів кукурудзи залежить від чіткої подачі качана в зону дії ріжучих робочих органів. Тобто, необхідно провести вибір параметрів пристрою подачі таким чином, щоб качан із початкового положення А (рис.1) потрапляв в зону різання (положення Б), перебуваючи постійно в циліндрично-подібній утримуючій лунці.

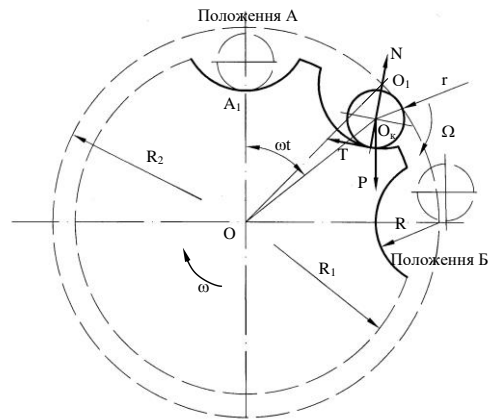


Рис.1. Розрахункова схема руху качана

**Результати дослідження.** Загалом переміщення качана може бути представлено як сукупність переносного руху навколо точки О із кутовою швидкістю  $\omega$  та відносного руху, що являє собою кочення качана із обертальною швидкістю  $\Omega$  ввігнутою циліндричною утримуючою поверхнею. Так як кутова швидкість  $\omega$  обертання подаючого барабана є незначною, то силою інерції, яка діє на качан, можна знехтувати. Як наслідок, із прийнятною для інженерних розрахунків точністю можна розглядати переміщення качана як кочення циліндричної частинки радіусом  $r$  та масою  $m$  по ввігнутій циліндричній поверхні радіусом  $R$ . В свою чергу, циліндрична поверхня обертається навколо т.О із кутовою швидкістю  $\omega$ . В запропонованій моделі це враховується шляхом зміни кутів прикладання сил до циліндричної частинки (качана) із часом.

Для вирішення поставленої задачі необхідно прийняти наступні допущення:

- качан розглядається як циліндрична матеріальна частинка із шороховатою поверхнею;
- матеріальна частинка за час повороту з положення А до положення Б переміщується шляхом кочення без проковзування по ввігнутій циліндричній поверхні;
- подаючий барабан обертається із сталою кутовою швидкістю  $\omega$ ;
- рух качана починається з положення спокою в т. А<sub>1</sub>.

При цьому на матеріальну частинку діють такі сили: сила ваги частинки  $P = mg$ , нормальна сила тиску до частинки зі сторони циліндричної поверхні  $N$ , сила тертя  $T$ .

Згідно з [1,2], система диференціальних рівнянь, що описує рух качана, матиме вигляд:

$$m(R-r)\ddot{\varphi} = -P \sin(\varphi - \omega t) - T, \quad (1)$$

$$m(R-r)\dot{\varphi}^2 = N - P \cos(\varphi - \omega t), \quad (2)$$

$$m\rho^2\ddot{\Omega} = Tr, \quad (3)$$

де  $\Omega$  - кут повороту качана відносно власної осі обертання;  $\varphi$  - кут на який відхиляється площина, що проходить через центр мас частинки т.О<sub>к</sub> і вісь обертання уявного циліндра т.О<sub>1</sub>;  $\omega t$  - кут повороту подаючого циліндра навколо т.О;  $\rho$  - радіус інерції циліндра.

$$\text{У даному випадку } \rho = \frac{r}{\sqrt{2}}.$$

Так як циліндрична частинка котиться циліндричною поверхнею без проковзування, то можна записати:

$$\Omega r = \varphi R. \quad (4)$$

Звідки

$$\varphi = \frac{r}{R} \Omega. \quad (5)$$

Із виразу (2.3) отримаємо вираз для сили тертя:

$$T = \frac{m\rho^2\ddot{\Omega}}{r}. \quad (6)$$

Підставляючи вирази (2.5) та (2.6) у (2.3), отримаємо:

$$m(R-r)\frac{r}{R}\ddot{\Omega} = -P \sin\left(\frac{r}{R}\Omega - \omega t\right) - \frac{m\rho^2\ddot{\Omega}}{r}. \quad (7)$$



Із виразу (2.7) матимемо:

$$\ddot{\Omega} = -P \sin\left(\frac{r}{R}\Omega - \omega t\right) - \left[m(R-r)\frac{r}{R} + \frac{m\rho^2}{r}\right]$$

або

$$\frac{d^2\Omega}{dt^2} = -P \sin\left(\frac{r}{R}\Omega - \omega t\right) - m\left[(R-r)\frac{r}{R} + \frac{r}{2}\right]. \quad (8)$$

Розв'язок рівняння (8) дає змогу провести кінематичний аналіз механізму подрібнення качанів в цілому шляхом взаємопов'язування визначальних параметрів механізму. Такими параметрами є радіуси  $R, R_1, R_2$  та кутова швидкість обертання барабана  $\omega$ .

Розв'язок рівняння (8) та аналіз параметрів механізму доцільно провести шляхом постановки та проведення числового експерименту. Числовий експеримент базується на використанні числових методів розв'язку запропонованої математичної моделі та візуалізації процесу.

Моделювання може бути здійснене за допомогою системи моделювання динамічних процесів Model Vision Studium 3.2. Результатом є побудова графіків руху центру мас качана відносно осі обертання подаючого барабана т.О та формування відеозображення руху качана до моменту його подрібнення. Приклад розв'язку зображено на рис.2.

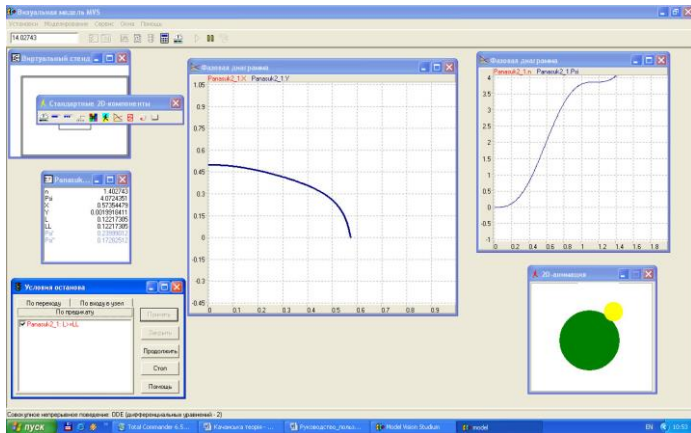


Рис. 2. Моделювання руху качана в системі Model Vision Studium 3.2

Аналіз результатів проведеного числового експерименту, який може бути представлений системою графіків (рис.3, рис.4), показав, що раціональними параметрами механізму є: кутова швидкість обертання  $\omega = 1,2 \text{ c}^{-1}$ , діаметр живильного барабана  $D = 0,21 \text{ м}$ , діаметр утримуючої лунки  $d = 0,06 \text{ м}$ .

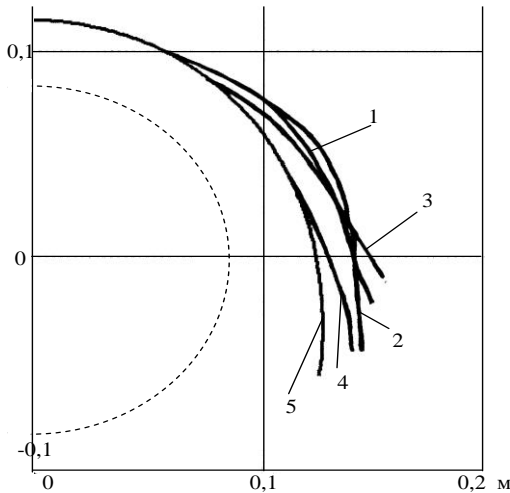


Рис.3. Траєкторія переміщення качана при подачі в зону різання:  
 1- $\omega = 0,1 \text{ c}^{-1}$ ; 2- $\omega = 0,3 \text{ c}^{-1}$ ; 3- $\omega = 0,6 \text{ c}^{-1}$ ; 4- $\omega = 0,9 \text{ c}^{-1}$ ; 5- $\omega = 1,2 \text{ c}^{-1}$

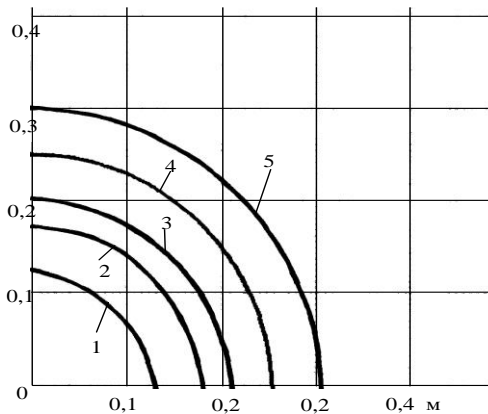


Рис.4. Траєкторія переміщення качана при подачі в зону різання:  
 1- $R_1 = 0,12 \text{ м}$ ,  $R = 0,03 \text{ м}$ ; 2- $R_1 = 0,17 \text{ м}$ ,  $R = 0,05 \text{ м}$ ; 3- $R_1 = 0,20 \text{ м}$ ,  
 $R = 0,08 \text{ м}$ ; 4- $R_1 = 0,25 \text{ м}$ ,  $R = 0,10 \text{ м}$ ; 5- $R_1 = 0,30 \text{ м}$ ,  $R = 0,12 \text{ м}$

**Висновки.** В результаті теоретичних досліджень та обрахунку за математичною моделлю обраховано раціональні параметри роботи пристрою для подачі качанів кукурудзи в зону різання. Такий спосіб підготовки матеріалу до операції сушіння дасть змогу застосовувати енергозберігаючі методи сушіння.

#### Література

1. Панасюк С.Г., Дідух В.Ф., Голячук С.Є. Енергозберігаюча технологія сушіння кукурудзи в качанах // Вісник аграрної науки Причорномор'я. - Вип. 4. - Миколаїв. – 2002. – Т.1. – С.165-168.
2. Дідух В.Ф., Панасюк С.Г. Дослідження процесу теплової обробки качанів кукурудзи // Збір. наукових статей. – Вип 11. - Луцьк. – 2003. – С. 22-28.
3. Кірницький С.Р., Котов Б.І., Панасюк С.Г. Аналіз ефективності сушіння в рухомому шарі качанів кукурудзи // Збір. наукових статей. - Вип 11. – Луцьк, 2003. – С. 68-73.
4. Svetlana Panasuk, Ruslan Kirchuk, Volodymyr Didyh, Wojciech Przystupa. Математическое моделирование перемещения початка по цилиндрической поверхности // Motrol: Motoryzacja i energetyka rolnitwa. Т.6. – Lublin, 2004. – С.203-209.
5. Пат. 59303 А України, МКИ А01F25/18. Пристрій для подачі качанів кукурудзи / Кужель Е.В., Фесенко О.О., Панасюк С.Г., Дідух В.Ф., Голячук С.Є. - Заявл. 26.12.2002; опубл.15.08.2003. Бюл.№8. – 2 с.
6. Пат. 2108 України, МКИ А01F25/18. Пристрій для подачі качанів / Панасюк С.Г., Дідух В.Ф., Голячук С.Є., Кужель Е.В. - Заявл. 29.12.2002; опубл.15.10.2003. Бюл.№10. – 2 с.
7. Василенко П.М., Василенко В.П. Методика построения моделей функционирования механистических систем (машин и машинных агрегатов). Учебное пособие. - К: Изд-во УСХА, 1980.
8. Заика П.М. Избранные задачи земледельческой механики: Практ. пособие. - К: Изд-во УСХА, 1992.-512с.

*Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух*

## **ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРЯМЛЕНОГО БУНКЕРНОГО ЗАВАНТАЖЕННЯ ШВИДКОХІДНИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ**

*Представлено результати експериментального дослідження завантаження швидкохідних гвинтових конвеєрів напрямленим ущільненим потоком сипкого вантажу, що дозволило підвищити їх продуктивність та вибрати раціональні режими роботи.*

**Постановка проблеми.** Якість транспортно - технологічних процесів транспортування сипких матеріалів визначається надійністю та стабільністю завантаження, зокрема роботою завантажувальних пристроїв [1-4]. При бункерному завантаженні гвинтових конвеєрів (ГК) можливі два режими [5,6]. При першому розхід визначається продуктивністю конвеєра, а тому реалізується витікання вантажу з нормованим розходом. При другому реалізується вільне витікання з бункера і розхід визначається параметрами вивантажувального отвору і властивостями вантажу. Перший випадок більше стосується тихохідних ГК (до  $15,0 \text{ c}^{-1}$ ), коли розрахунковий розхід бункера більше продуктивності гвинтового конвеєра [5,6]. Для швидкохідних ГК (більше  $40,0 \text{ c}^{-1}$ ) робочий орган (гвинт) при обертанні в процесі транспортування створює відцентрові сили, що частково відкидають вантаж та зменшують продуктивність ГК. При цьому постає проблема забезпечення заданого коефіцієнта заповнення робочого простору ГК.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Збільшення довжини зони завантаження [5,6] її не вирішує, оскільки одночасно збільшується час проходження вантажем зони завантаження і, відповідно, підвищується ефект дії відцентрових сил. Компенсувати дію відцентрових сил можна наданням потоку певної кінетичної енергії, реалізувавши динамічне завантаження, наприклад, шляхом подачі вантажу з певної висоти. Проте при падінні з вивантажувального отвору бункера з наростанням швидкості потік розріджується, оскільки розхід його не змінюється, що нівелює ефект динамічного завантаження.

**Метою дослідження** було розробка технологічної схеми завантаження швидкохідних ГК та експериментальне обґрунтування їх параметрів, які забезпечують досягнення раціонального коефіцієнта заповнення робочого простору ГК і, відповідно, підвищують їх

продуктивність. Для цього реалізовано динамічне завантаження ГК ущільненим напрямленим потоком вантажу, який формується прямою площиною, розміщеною під випускним отвором бункера. Попередній розрахунок руху потоку вантажу по напрямній площині проводився згідно відомих методик [7,8,9].

**Результати дослідження.** Для дослідження процесу напрямленого витікання вантажу із бункера при динамічному завантаженні ГК, визначення розподілу кінематичних та динамічних параметрів потоку сипкого вантажу на виході з отвору та в робочому просторі бункера, його розходу та інших параметрів була розроблена експериментальна установка (рис. 1) зі змінними геометричними параметрами бункера (змінною кута нахилу стінок, довжини випускного отвору) та можливістю реалізації напрямленого витікання вантажу. В процесі експериментальних досліджень проводилась кіно- та фотозйомка, визначались поля переміщень та швидкостей деформацій вантажу в робочому просторі бункера, за якими оцінювались відповідні напруження в сипкому середовищі.

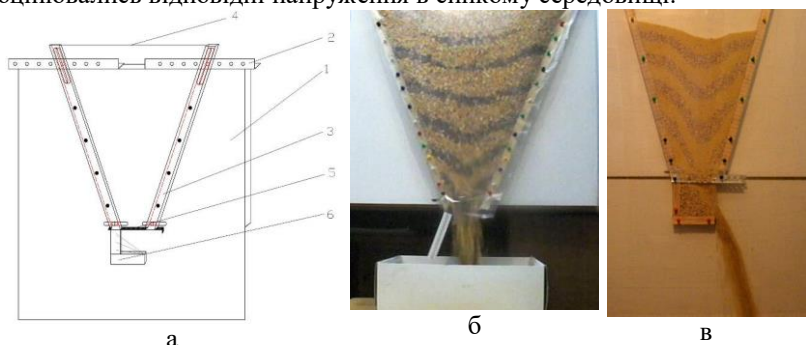


Рис. 1. Експериментальна установка для дослідження переміщення сипких вантажів в бункері (а) та реалізація прямого (б) і напрямленого (в) вивантаження: 1 – основа; 2 – напавляючі для зміни кута нахилу бокових стінок; 3 – бокові стінки бункера; 4 – прозора стінка для ведення спостереження; 5 – шибер; 6 – пристрій для зміни напрямку витікання матеріалу

На рис. 1 б, та 1,в показано характер переміщення вантажу у бункері експериментальної установки з похилими передньою та задньою стінками (по відношенню до вивантажувального отвору ГК) і двома боковими вертикальними стінками відповідно при вільному прямому та боковому (направленому) вивантаженні сипкого матеріалу. Встановлено, що на характер руху вантажу в бункері великий вплив

має його геометрія, яка суттєво впливає на перерозподіл швидкостей по січенню потоку. Підтверджено також, що залежно від умов бункерного завантаження, продуктивність технологічної транспортної системи може визначатись як власною розрахунковою продуктивністю, так і продуктивністю самого бункера, а також при відповідній геометрії бункера можна досягти практично рівномірного пошарового вивантаження, що відповідає умові гідравлічного витікання сипкого вантажу.

За умови забезпечення постійної продуктивності системи бункер-гвинтовий конвеєр зміна рівня вантажу в бункері визначається із умови постійності усередненого розходу вантажу через довільне горизонтальне січення бункера ( $Q = const$ ). Для бункера з круго похилими стінками при цьому може реалізуватись режим пошарового (гідравлічного) витікання вантажу [4], при якому переміщення матеріалу відбувається по всьому січенню бункера. За матеріалами теоретичних та експериментальних досліджень встановлено, що при пошаровому вивантаженні з заданою продуктивністю опосередкована швидкість деформації  $\dot{\epsilon}_z$  біжучого виділеного шару вантажу з середньою швидкістю витікання  $v_0$  зв'язана залежністю:

$$\dot{\epsilon}_z = 2v_0 b_0 \operatorname{tg} \delta / (b_0 + 2z \operatorname{tg} \delta)^2,$$

де  $b_0$  - довжина вихідного отвору бункера,  $\delta$  - кут нахилу стінки бункера.

У випадку, коли продуктивність транспортної системи визначається продуктивністю бункера, зміна швидкостей вантажу по січенню бункера з врахуванням сил тертя на стінках бункера апроксимувалась степеневими залежностями за даними експерименту. Адекватність побудованої моделі визначалась за співставленням експериментально отриманих і теоретично побудованих ліній току сипкого матеріалу. У випадку покриття бункерів антифрикційними матеріалами ймовірність руху вантажу плоскими шарами і, відповідно, стабільність його подачі в ГК суттєво підвищується.

Для реалізації напрямленого завантаження матеріалу використовували як плоскі, так і профільовані напрямні площадки, які поряд із вертикальною складовою надавали потоку також горизонтальну складову. На рис. 2. наведено напрямлене витікання вантажу по напрямній площадці із різним кутом її встановлення. Із рис. 2 видно, що частинки, які сходять безпосередньо з напрямної площадки та з верхньої (вільної) границі потоку, мають різні траєкторії потоку (відповідно внутрішню та зовнішню), які можна визначити шляхом обробки зображень засобами Photoshop.

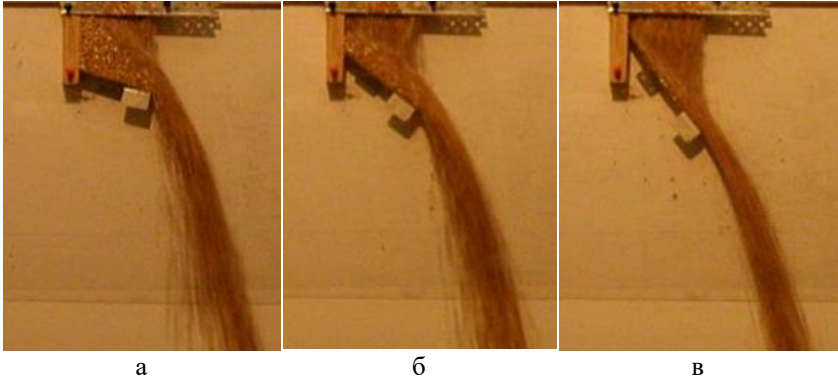


Рис. 2. Вплив кута нахилу напрямної площадки  $\alpha$  на формування направленного потоку: а -  $\alpha = 15^\circ$ ; б -  $\alpha = 38^\circ$ ; в -  $\alpha = 52^\circ$

Для експериментального визначення швидкості витікання сипкого матеріалу із бункерного завантажувального пристрою, оснащеного напрямною площадкою, була виведена залежність, що враховує зміну відхилення потоку на базовій висоті під дією земного тяжіння (рис. 3, а)

$$v_B = \sqrt{\frac{g\Delta y^2}{2\cos\alpha(\Delta z - \Delta y\tg\alpha)}},$$

де  $\alpha$  - кут нахилу напрямної площадки;  $\Delta z$  - базова висота вільного падіння сипкого матеріалу;  $\Delta y$  - шлях проекції траєкторії падіння сипкого матеріалу;  $g$  - прискорення вільного падіння.

На графіку (рис. 3, б) наведена зміна швидкості витікання сипкого вантажу (зерна) із бункера та її горизонтальної складової залежно від кута нахилу напрямної площадки для частинок, що рухаються, відповідно, по внутрішній та зовнішній траєкторіях потоку.

Як впливає із рис. 2, при кутах встановлення напрямної площадки менше кута природного відкосу у вивантажувальному каналі виникають застійні зони, що зменшують ефективну площу вивантажувального отвору, потік вантажу характеризується нестабільністю траєкторії, його границі розмиті. При кутах встановлення напрямної площадки більше кута природного відкосу потік плавно сходить з площадки, а його параметри стабільні. При цьому, згідно з рис. 3., б суттєво зростає не тільки рівнодійна швидкості потоку, але і її горизонтальна складова, що для швидкохідних конвеєрів важливо із умови узгодження швидкостей завантаження та осьового транспортування.

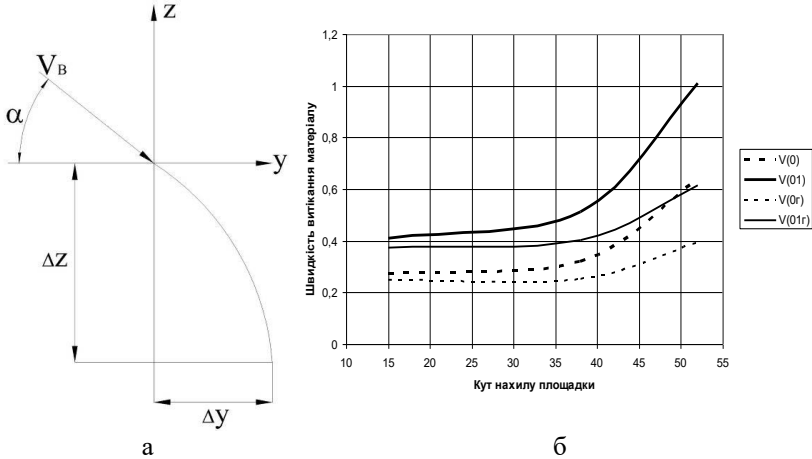


Рис. 3. Схема до аналізу витікання сипкого матеріалу (зерна) з бункера (а) та графік зміни швидкості його витікання із бункера (б) залежно від кута нахилу напрямної площадки відповідно:  $v(O)$  - по внутрішній траєкторії і  $v(OI)$  - по зовнішній, а також їх горизонтальних складових -  $v(O_r)$  та  $v(OI_r)$

Проведені дослідження дозволили визначити раціональні параметри встановлення направляючої площадки, за яких потік створює належний динамічний тиск, що протидіє відцентровим силам, які виникають при обертвовому русі вантажу у швидкохідних гвинтових конвеєрах та забезпечують узгодження горизонтальної складової швидкості потоку із осьюовою швидкістю вантажу у гвинтовому конвеєрі.

Напрявлене завантаження є високоєфективним для горизонтальних та низько похилих швидкохідних ГК. З метою доцільності його використання для круто нахилених та вертикальних конвеєрів, транспортування вантажу в яких має свої особливості [5,6,10], була сконструйована дослідна установка швидкохідного ГК (рис. 4), особливістю якої є те, що робочий орган із кожухом може змінювати кут транспортування сипкого матеріалу в діапазоні 0-90°.

На графіку рис. 4,б наведена залежність часу проходження порції вантажу (пшениці) об'ємом  $\Delta V = 1 \times 10 \text{ м}^3$  жолобом ГК довжиною  $L = 2 \text{ м}$ , гвинт якого обертається із швидкістю  $\omega = 73 \text{ с}^{-1}$ , від кута нахилу траси транспортування. Аналогічно на рис. 4,в наведена залежність часу повного вивантаження даної порції ( $\Delta V = 1 \times 10 \text{ м}^3$ ) від нахилу траси при тій же кутовій швидкості. Як



впливає з наведених графіків, напрямлене завантаження завдяки узгодженню швидкостей завантаження і транспортування для горизонтальних та низько похилих ГК ( $\gamma < 40^\circ$ ) забезпечує менший час реагування конвеєра (час від початку завантаження конвеєра до початку вивантаження), в т.ч. при завантаженні порції вантажу, що важливо для їх використання як дозуючих пристроїв. В той же час для круто похилих ГК ( $\gamma > 40^\circ$ ) час вивантаження порції вантажу (рис. 4,в) перевищує час його проходження до вивантаження, що свідчить про розмивання потоку і низьку їх придатність для використання як дозуючих пристроїв в умовах порційної (непостійної) подачі вантажу. При цьому вплив напрямленої подачі вантажу для вертикальних та круто похилих ГК незначний як на час проходження вантажу (рис. 4,б), так і на збільшення продуктивності ГК, а тому заповнення швидкохідних вертикальних ГК доцільно проводити спеціальними завантажувальними пристроями.

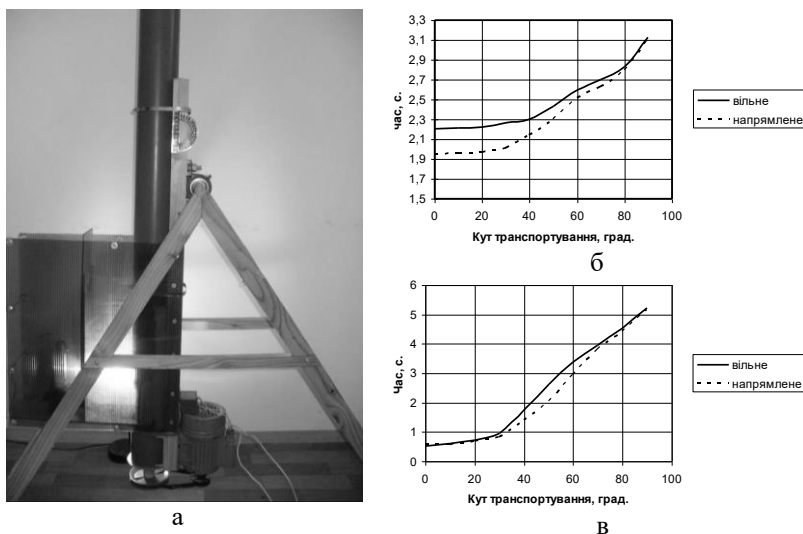


Рис. 4. Експериментальний швидкохідний гвинтовий конвеєр зі змінним кутом транспортування (а) та вплив напрямленого транспортування на час проходження (б) жолобом ГК та час вивантаження порції вантажу залежно від кута його нахилу (в)

**Висновки.** За результатами досліджень встановлено, що для вільного вивантаження вантажу із бункера при значному нахилі

бокових стінок (для зерна при  $\delta \geq 70^\circ$ ) осування вантажу проходить по всьому січенню бункера, а при незначних кутах нахилу стінок у матеріал переміщується по стінках воронки, що утворюється в робочому просторі бункера.

Напрявлене бункерне завантаження швидкохідних гвинтових конвеєрів дозволяє створити ущільнений потік з запасом кінетичної енергії, що здатний перебороти відцентрові сили, які утворюються від обертання робочого органу ГК, та зменшити довжину завантажувального отвору. Крім цього, воно дозволяє узгодити горизонтальну швидкість потоку із швидкістю транспортування вантажу, що зменшує енергоємність ГК та підвищує стабільність його роботи.

Забезпечення спрямованої подачі вантажу із бункера в зону завантаження горизонтальних та похилих ГК суттєво підвищує коефіцієнт їх заповнення, продуктивність та дозволяє експлуатувати ГК при високошвидкісних режимах роботи в областях мінімальної їх енергоємності. Рациональний кут нахилу напрямних площадок для сухого зернового вантажу становить біля  $52^\circ$ .

На базі отриманих досліджень поставлено низку оптимізаційних задач з визначення форми та розміщення напрямних площадок, розмірів завантажувальної зони ГК та параметрів робочих органів ГК, розв'язок яких дозволить оптимізувати процес завантаження швидкохідного ГК, підвищити його продуктивність та знизити енергоємність.

#### Література

1. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины.- М.: Машино-строение, 1974.- 503 с.
2. Квапил Р. Движение сыпучих материалов в бункерах / Пер.с нем. – М., 1961.- 102с.
3. Алферов К.В., Зенков Р.Л. Бункерные установки. – М.: Машиностроение, 1975. – 307 с.
4. Панченко А.Н. Повышение работоспособности бункеров послонного распределения сыпучих связных материалов сельскохозяйственных и мелиоративных машин. - Днепропетровск: - Изд-во при Днепропетр. гос. агр. ун-те, 1995. - 52с.
5. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры. - М.: Машиностроение, 1972. -184с.
6. Гевко Б.М., Рогатынский Р.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. - Львов: Висшая школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1989. - 176с.

7. Морозов И.В., Слоновский Н.В. О движении псевдооживленной среды по направляющим поверхностям // Вісник ХДТУСГ. - Вип. 9. - Харків, 2002.- С. 137-146.

8. Зенков Р.Л. Механика насыпных грузов. - М.: Машиностроение, 1973. -220 с.

9. Гячев Л.В. Движение сыпучих материалов в трубах и бункерах. -М.: Машиностроение, 1968. - 184 с.

10. Гевко І.Б., Пелешок Т.М. Рогатинська О.Р., Дудун Ю.В, Дослідження вертикальних гвинтових конвеєрів//Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства. – Харків, 2006. - Вип. 44. - Том 2, “Механізація сільськогосподарського виробництва”.– С. 221 – 226.

*Рецензент д.т.н., проф. Р.М. Рогатинський*

УДК 636.085.62:631.2

О.М. Пилипенко, к.т.н, О.В. Соломка

Національний університет біоресурсів і природокористування України

## **ВИБІР РАЦІОНАЛЬНОЇ СХЕМИ І СТРУКТУРНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ЗЕРНОВОЇ ДРОБАРКИ**

*Проведений аналіз способів організації технологічного процесу та технічних рішень, які доцільно застосувати при розробці конструкцій дробарок для малих ферм. Обґрунтована необхідність дослідження закономірностей розподілу зерна в камері подрібнення при різних варіантах торцевої подачі з метою визначення раціонального взаєморозташування пристроїв для введення зерна, робочих органів камери подрібнення та вузла вивантаження готового продукту.*

**Постановка проблеми.** В останні роки в Україні центр виробництва тваринницької продукції перемістився із крупних ферм у малі та дрібні аграрні формування, які виробляють близько трьох чвертей загального об'єму продукції тваринництва. Використання раніше створених високопродуктивних кормопереробних машин, зокрема зернових дробарок, в більшості випадків стає малорентабельним. Традиційний підхід щодо зменшення типорозміру дробарок, базуючись на загальноприйнятих компоновочних та

конструкторських рішеннях, не дає бажаних результатів, оскільки за питомими експлуатаційними затратами такі машини суттєво програють високопродуктивним зразкам [1].

В дробарках малої продуктивності слід застосовувати такі технічні рішення, щоб вони, з одного боку, були на одному рівні з дробарками більш високої продуктивності за питомими техніко-економічними показниками, а з другого боку - мали високі коефіцієнти технологічної та технічної надійності. Для створення ресурсозбережних конструкцій дробарок необхідне напрацювання бази даних як на основі відбору даних із аналізу існуючих результатів досліджень, так і шляхом виконання спеціальних теоретичних та експериментальних досліджень з визначення раціональних параметрів та режимів виконання технологічного процесу подрібнення в нових умовах використання.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Проведений аналіз свідчить, що перспективним напрямом використання концентрованих кормів є організація виготовлення комбікормових сумішок безпосередньо в господарствах із зерна власного виробництва і закуплених білково-вітамінно-мінеральних добавок [2]. Така технологія передбачає виконання комплексу основних та допоміжних операцій щодо завантаження і очищення зернової сировини, подрібнення, дозування компонентів та приготування і тимчасового накопичення сумішок. Оскільки при невеликих обсягах робіт загальна маса та потужність засобів енергоприводу повинні бути мінімізованими, то раціональними є малогабаритні фермські агрегати, в яких кожна складова частина, в тому числі і дробарка, має можливість виконувати комбіновані процеси і жорстко ув'язана в єдиному потоці з іншими вузлами агрегату. За своїми потенційними можливостями цим умовам відповідає молоткова дробарка з осьовою подачею матеріалу. Вона здатна забезпечити забір матеріалу із накопичувачів і подачу їх в камеру подрібнення з супутнім очищенням від важких домішок, послідовного подрібнення окремих зернових компонентів чи заздалегідь сформованих зернових сумішок та вивантаження одержаного продукту в місткість змішувача. Тому основним типом зернового подрібнювача стає молоткова дробарка з осьовою подачею [1]. Разом з тим, принцип роботи створених за останній час таких дробарок не дозволяє отримати належну надійність та довговічність конструкції, в першу чергу, завдяки нерівномірному розподілу матеріалу в камері подрібнення.

**Мета дослідження** полягає у визначенні характеристик переміщення повітряно-продуктового потоку в зоні завантаження,

подрібнення і вивантаження та обґрунтування раціонального режиму подрібнення зерна, який дозволить підвищити технологічну та технічну надійність роботи дробарки.

До цього часу це питання залишається поза увагою дослідників. Його вирішення вимагає проведення теоретичних та експериментальних досліджень, виробничої перевірки, а на першому етапі – проведення аналізу відповідних технічних рішень, що закладаються в конструкцію експериментальної установки, та її створення для виконання досліджень в широкому діапазоні умов застосування дробарок на фермах.

Об'єктом дослідження є зернова дробарка з торцевою подачею матеріалу, адаптована до використання як самостійна машина, так і як вузол фермського комбікормового агрегату.

**Результати досліджень.** Вибір напрямків створення дробарок кормів, які повинні відповідати умовам роботи на малих фермах та в фермерських і особистих селянських господарствах, залежить від типів та параметричної сукупності факторів, які характеризують технічні рішення, що закладаються в конструкцію дробарки. На показники роботи дробарки впливають не всі конструктивні елементи виконання машини, а лише ті фактори, що призводять до зміни якісних показників, технологічних та кінематичних. В цілому діючі фактори пов'язані з двома основними вузлами дробарки: молотковим ротором та камерою подрібнення.

При створенні конструкцій дробарок необхідно мати насичену базу даних про можливості виконання того чи іншого вузла машини, щоб, проаналізувавши їх відповідність умовам використання, складність виконання технічних рішень, можливості обслуговування та проведення ремонту, а також шляхом співставлення енергетичних затрат, показників якості продукту та показників надійності можна було прийняти раціональну сукупність технічних рішень та закласти її в розроблювану конструкцію.

В порядку виконання технологічного процесу вказані технічні рішення можуть бути подані за такими групами:

- відділення сторонніх домішок;
- завантаження і регулювання подачі корму в дробарку;
- вибір складових роторного вузла дробарки;
- вибір структури та параметрів камери подрібнення;
- визначення способу зміни якісних показників продуктів помелу;
- визначення схеми з'єднання ротора з електродвигуном;
- організація відведення одержаного продукту.

В дробарках з осьовою подачею матеріалу важкі та металеві домішки, крім їх відділення в розрідженому транспортуючому пневмопоточі, можна також видалити, використовуючи поєднання, з одного боку, перекриття заслінкою вхідної горловини таким чином, щоб кут між горизонтальною прямою та прямою, проведеною до нижньої кромки заслінки і стику днища лотка з боковою поверхнею камери подрібнення, не перевищував кута природного ухилу кормового матеріалу, а з другого боку – наявну супутню вібрацію зернового бункера. При цьому важкі домішки, внаслідок дії явища сегрегації у сипучому середовищі і маючи більшу питому масу, накопичуються на днищі каменевіддільника, а зерно надходить до завантажувального вікна за рахунок вібрації бункера. Регулювання подачі зерна в камеру подрібнення можна змінювати регулювальною заслінкою, яка перекриває доступ зерна до камери.

Використовувати у дробарках для малих ферм дозатори з власним приводом економічно недоцільно через значне при цьому подорожчання машини. Тому слід використовувати зміну величини щільності при гравітаційній подачі, вибираючи більш зручну її конфігурацію за текучістю.

Для молоткового ротора характерними конструктивними ознаками є: ширина та діаметр, місце введення матеріалу відносно осі ротора при осьовій подачі, положення осі ротора відносно горизонту та закономірність розміщення молотків на роторі. Діаметр ротора пов'язаний з раціональним інтервалом швидкості молотка і повинен вибиратись відповідно до частоти обертання ротора. У випадках розміщення ротора безпосередньо на валу електродвигуна діапазон вибору можливих величин діаметра ротора стає постійним, так як частота обертання вала двигуна фіксується по номінальній величині  $50 \text{ с}^{-1}$ .

Ширина ротора розраховується на основі заданої продуктивності дробарки та величини питомого завантаження, віднесеного до площі меридіонального перерізу камери подрібнення, яка визначена стосовно конкретних типів дробарок.

Для дробарок з осьовою подачею положення осі ротора повинно бути горизонтальним, хоча при цьому досить складно рівномірно розподілити матеріал по всій робочій поверхні деки чи решета, а також проблематично здійснити сепарацію продуктів помелу з метою подачі крупних фракцій на повторне подрібнення утилізованим супутнім потоком повітря, що продукується молотковим ротором.

Камера подрібнення характеризується сукупністю таких ознак: місця введення кормового матеріалу відносно вертикальної площини, розташування вивантажувальної горловини по довжині кола в площині обертання ротора, напряму вивантаження продуктів помелу і зони встановлення решета та деки.

В дробарках закритого типу (решітних) місце вивантаження повинно вибиратись таким, щоб дотична, проведена до крайньої ділянки решета, не перевищувала  $90^\circ$ . При цьому не матиме місце залягання подрібненого матеріалу на зворотній поверхні решета і вся площа решітної поверхні буде брати участь в сепарації продуктів помелу. Напрямок вивантаження відсіяного продукту під дією гравітаційної сили буде наближеним до вертикального.

Місце встановлення решета вибирається залежно від наявності або відсутності відсмоктуючого потоку повітря. При організації відбору продукту з допомогою вентилятора решето можна встановлювати практично по всій довжині кола камери подрібнення. Як правило, дробарки малої продуктивності не мають відсмоктуючого вентилятора, і для розташування решета слід користуватись положенням, щоб часточки, які пройшли крізь отвори решета, не залягали на його тильній поверхні. Це може бути досягнуто при розміщенні решета в нижній півплощині камери подрібнення. Допускається також розміщення решета частково в верхній півплощині, але не більше ніж на  $35 - 40^\circ$ .

Місце встановлення деки в меншій мірі впливає на зміну показників роботи дробарки. Тому його можна вибрати після визначення зони розташування решета чи вивантажувальної горловини камери. Причому поверхня деки може бути розділена на дві: одна з них розташована перед вивантажувальною горловиною, а друга – після неї. Загальна довжина деки пропорційно впливає на ступінь подрібнення та питомі затрати енергії. Із збільшенням довжини деки модуль подрібнення продукту зменшується по спадаючій характеристиці, тому кут охоплення ротора декою вибирається з умов доведення подрібнення до необхідної якості продукту без наявності значної частини переподрібнених фракцій. Для зернових матеріалів ця величина становить  $120^\circ - 180^\circ$ .

Стик завантажувальної горловини з дальнім несучим диском ротора для решітних дробарок не має принципового значення, так як порції зерна, що просипаються між боковими стінками камери та дисками, в подальшому осипаються на решітну поверхню і потрапляють під удар молотків. Щодо переднього кільцевого диска

ротора, то його внутрішній та зовнішній діаметри повинні бути узгодженими з розміщенням горловини введення зерна в камеру.

Зміна якості одержаного продукту шляхом зміни сепаруючого решета досить часто використовується у дробарках, призначених для переробки кормів, що випускаються в Україні, а в зарубіжних конструкціях машин цей спосіб регулювання займає домінуюче положення. Вітчизняні дробарки комплектуються двома-трьома типорозмірами решіт, а зарубіжні мають більш широкий діапазон – 5-7 решіт. Стосовно дробарок, призначених для малих ферм, то необхідно передбачити застосування решіт з діаметром отворів 3; 4; 6 та 8мм при роботі на зерні, та 12 мм – при подрібненні початків кукурудзи та сіна в січне борошно.

Тип з'єднання ротора з двигуном в дробарках малої продуктивності слід вибирати якомога простішим, але з врахуванням результатів розрахунків на міцність використаних деталей та характеристик динамічних режимів ротора. Розрахунки на міцність показують, що ротори шириною до 100 мм при діаметрі не більше 40 мм доцільно встановлювати на вихідному валу електродвигуна.

В дробарках продуктивністю, що не перевищує 1,0 т/год., зважаючи на невеликі об'єми робіт, можна розраховувати на гравітаційне вивантаження продукту з затарюванням в мішкотару або пневмотранспортуванням в бункер змішувача чи накопичувача.

Виділені варіанти технічних рішень як такі, що заслуговують на увагу при розробці зразків дробарок, повинні розглядатись в поєднанні між собою для забезпечення взаємоув'язки в єдиній спільно вирішеній конструкції машини.

Для дослідження процесів подрібнення зерна був створений експериментальний зразок решітної дробарки з осьюовою подачею за параметрами, максимально наближеними до компоновки дробарок виробничих зразків. Відхилення були пов'язані з забезпеченням можливості зміни конструктивних параметрів в інтервалах, прийнятих для експерименту меж варіювання факторів по окремих функціональних вузлах чи технологічних деталях дробарок, а також для зручності проведення замірів.

Крім того, експериментальний стенд доукомплектовувався додатковими вузлами та деталями, які дають змогу проводити спеціалізовані дослідження окремих складових процесу подрібнення, зокрема для визначення розподілу матеріалу в камері. Відповідно передбачено виконувати зміну положення завантажувальної горловини як в радіальному напрямі, так і по відношенню до вертикальної площини, що проходить через вісь ротора. Для цього



передня кришка була обладнана додатковими кріпильними вузлами, винесеними за межі бокової поверхні камери, крім того, в кришці радіально розмістили вікно прямокутної форми, в яке по направляючих вставляється шиберна пластина. Пластина має отвір, через який проходить вивантажувальна горловина живильного бункера. Бункер відносно пластини може вільно повертатись для встановлення його у фіксованому вертикальному положенні. Шиберна пластина фіксується болтами, що дає можливість виставляти вивантажувальну горловину бункера на заданій відстані від осі ротора.

Змінні вузли та деталі, якими комплектується експериментальна решітна дробарка, виготовлені з можливістю зручної прив'язки їх до дробарки основного виконання. Параметри та кількість цих деталей повинні забезпечити проведення наміченої програми експерименту з необхідним діапазоном зміни величин вхідних параметрів.

**Висновки.** На основі проведеного аналізу способів організації технологічного процесу та технічних рішень, які доцільно застосувати при розробці конструкцій дробарок для малих ферм, можна зробити наступні висновки.

Проведений аналіз перспективи підготовки до згодовування зернових кормів в умовах господарств та аналіз діючих факторів і ступінь їх впливу на процес подрібнення зерна молотковою дробаркою дозволив визначити параметричну сукупність конструктивних елементів для закладки їх в розроблюваний подрібнювач.

Створений експериментальний стенд молоткової дробарки дозволяє провести вивчення взаємодії конструктивних та кінематичних факторів на енергетичні та якісні показники і розробити пропозиції щодо відпрацювання ресурсозбережної машинної технології підготовки зерна до згодовування в умовах ферм.

#### Література

1. Пилипенко О.М. Аналіз і вибір принципів технічних рішень для застосування в конструкціях зернових дробарок малих ферм / О.М. Пилипенко Л.М. Павліченко Л.М., С.М. Чибис // Вісник ХДТУСГ. – Харків, 2001. - Вип. 8. - Т. 2. - С. 295-299.

2. Соломка О.В. Обґрунтування конструкції та основних параметрів подрібнювача зерна. // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Х.: ХНТУСГ, 2008. - Вип.75. - Т.1.– С. 230-236.

*Рецензент д.т.н., проф. Ковбаса В.П.*

## ОСОБЛИВОСТІ ЗГИНУ ПЛАСТИНЧАСТИХ ПРУЖИН ТРАНСПОРТЕРА ЛЬОНОКОМБАЙНА

*У статті наведені особливості згину пластинчастих пружин затискного транспортера льонокомбайна і вплив різних факторів на цей згин.*

**Постановка проблеми.** Затискні транспортери широко застосовуються в льонозбиральних машинах, але вони недостатньо досліджені. Необхідно ці транспортери вдосконалити, досягти того, щоб поворот кожного ролика транспортера не впливав на положення інших роликів. Це нам вдалось зробити: розроблений транспортер з роликками на кінцях пластинчастих пружин, причому поворот кожного з роликів не впливає на положення інших роликів [4].

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** По затискних транспортерах проведено ряд досліджень [1, 2, 3], однак досліджень згину пластинчастих пружин транспортера проведено мало.

**Мета дослідження.** Дослідити особливості згину пластинчастих пружин і вплив різних факторів, які впливають на цей згин.

**Результати дослідження** На рис. 1 представлена схема однієї пластинчастої пружини з роликом на нижньому кінці. Розрахунок деформації приводиться в статті [4, ст. 142-149]. Коротко суть цього розрахунку полягає в наступному: на пружину (рис.1) діє сила  $T$  зі сторони рами транспортера і сила  $N$  зі сторони затискного транспортера і ролика. Ці сили діють таким чином: сила  $N$  діє вкінці пружини на відстані  $l - x_1$ , вісь  $x_1$  починається в точці  $A$ , де прикладена сила  $T$ . Точка  $A$  є початком координат  $x_1 O y_1$ , вісь  $y_1$  перпендикулярна  $x_1$ .

Виведена формула для визначення сили  $N$  тиску паса транспортера на ролик і залежно від сили  $T$  рівна їй сила тиску притискання на ролик. Ця формула наступна:

$$N = \frac{T x_A \sin \beta}{x_C \left( \sin \beta - \frac{k}{r_p} \cos \beta \right) - k} = T \frac{x_A}{x_C} \cdot \frac{l}{l - \frac{k}{r_p} \operatorname{ctg} \beta - \frac{k}{x_C}}, \quad (1)$$

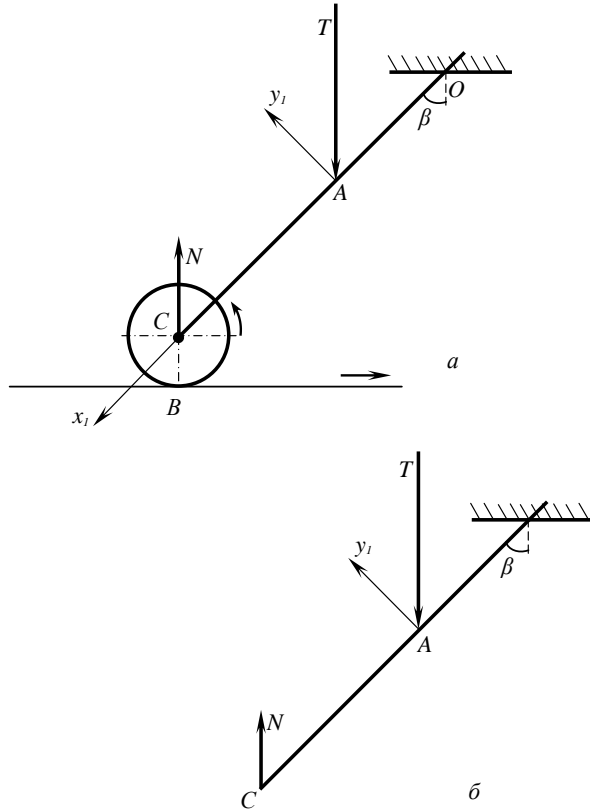


Рис. 1. Схема пластинчастої пружини з роликом (а) і без ролика (б)

де  $x_A$  і  $x_C$  – абсциси точок  $A$  і  $C$ ;  $\beta$  – кут відхилення пружини  $OC$  від вертикалі;  $k$  – коефіцієнт тертя кочення ролика по пасу, вимірюється в мм і показує, на якій відстані від точок дотику нижньої точки вертикального діаметра колеса повинна діяти сила реакції основи;  $r_p$  – радіус ролика.

З такою силою  $N$  пас тисне на ролик і кінець пружини  $C$ . Як бачимо, сила  $N$  залежить від сили  $T$ , відстаней  $x_A$  і  $x_C$ , кута  $\beta$  та коефіцієнта  $k$ .

За цією формулою проведені розрахунки при впливі різних факторів на силу  $N$ . Результати розрахунків наводяться в таблиці. За даними, що містить ця таблиця, побудовані графіки залежностей (рис. 2, рис. 3).

Таблиця. Значення сили  $N$  при різних значеннях величин  $T, \beta, x_A/x_C$  та  $k$  ( $r_p = 30$  мм,  $x_C = 250$  мм)

$T, H$	$\beta$ , градус	$x_A/x_C$	$k, \dot{\lambda}$	$N, H$
1000	40	0,3	0	300
			0,2	302
		0,5	0	500
			0,2	503
		0,7	0	700
			0,2	705
	60	0,3	0	300
			0,2	302
		0,5	0	500
			0,2	503
		0,7	0	700
			0,2	704
2000	40	0,3	0	600
			0,2	604
		0,5	0	1000
			0,2	1007
		0,7	0	1400
			0,2	1410
	60	0,3	0	600
			0,2	603
		0,5	0	1000
			0,2	1005
		0,7	0	1400
			0,2	1408
3000	40	0,3	0	900
			0,2	906
		0,5	0	1500
			0,2	1510
		0,7	0	2100
			0,2	2115
	60	0,3	0	900
			0,2	905
		0,5	0	1500
			0,2	1508
		0,7	0	2100
			0,2	2112

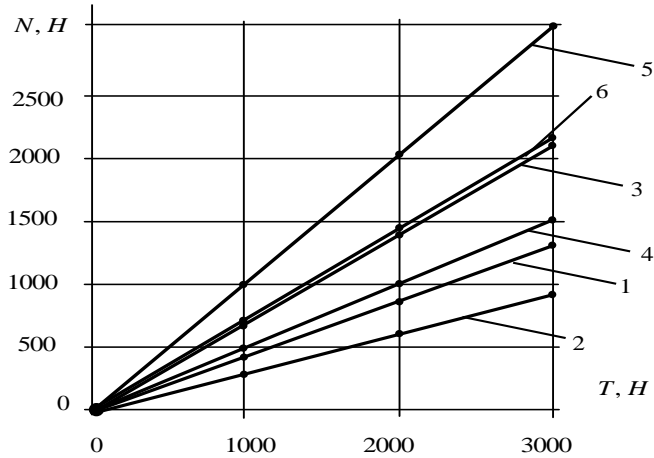


Рис. 2. Залежність сили  $N$  від сили  $T$  за даними табл.1 при  $\beta=40^\circ$ : 1 – пряма при  $k=0,2; x_A/x_C=0,3$ ; 2 – пряма при  $k=0; x_A/x_C=0,3$ ; 3 – пряма при  $k=0,2; x_A/x_C=0,5$ ; 4 – пряма при  $k=0; x_A/x_C=0,5$ ; 5 – пряма при  $k=0,2; x_A/x_C=0,7$ ; 6 – пряма при  $k=0; x_A/x_C=0,7$

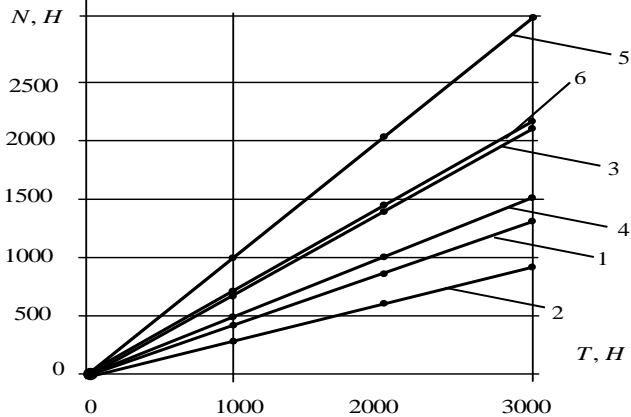


Рис. 3. Залежність сили  $N$  від сили  $T$  за даними табл.1 при  $\beta=60^\circ$ : 1 – пряма при  $k=0,2; x_A/x_C=0,3$ ; 2 – пряма при  $k=0; x_A/x_C=0,3$ ; 3 – пряма при  $k=0,2; x_A/x_C=0,5$ ; 4 – пряма при  $k=0; x_A/x_C=0,5$ ; 5 – пряма при  $k=0,2; x_A/x_C=0,7$ ; 6 – пряма при  $k=0; x_A/x_C=0,7$

В таблиці 1 і рисунках 2 і 3 наводиться залежність сили  $N$  від сили  $T$ ,  $x_A/x_C$ , кута  $\beta$  і коефіцієнта  $k$ , які розраховані за формулою (1) для ряду значень вказаних вище величин.

З таблиці і графіків видно, що сила  $N$  зростає з ростом сили  $T$  та відношення  $x_A/x_C$ , а зі збільшенням коефіцієнта  $k$  та з невеликим ростом кута  $\beta$  зменшується сила  $N$ . Величина коефіцієнта  $k$  суттєво незначна і мало впливає на значення сили  $N$ .

#### Література

1. Лыноуборочные машины / Г.А. Хайлис, Н.Н. Быков, В.Н. Бухаркин и др. – М.: Машиностроение, 1985. – С. 212-218.

2. Налобіна О.О. До визначення довжини зони притискання пасів роликками затискного транспортера // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. статей.– Вип.3.-Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 1997.–С. 87-92.

3. Хайлис Г.А. Элементы теории и расчёта льноуборочных машин.–М.: Машгиз, 1963.–152с.

4. Хайлис Г.А., Полішук Л.М. Про згин пластинчастих пружин роликів транспортера // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. статей.– Вип.17.-Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2008.–С. 142-149.

*Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайлис*

УДК 631.358: 633.522

О.А. Примаков, м.н.с.

Институт луб'яних культур УААН

### **ДИНАМІКА ЗМІН СТАНУ СТЕБЕЛ КОНОПЕЛЬ ПІД ЧАС ЗБИРАННЯ**

*У статті проводиться аналіз стану стебел та трести конопель під час збирання їх машинами загального призначення – зернозбиральним комбайном, ґрунтообробними модернізованими котками ЗКВГ-1,4 та сінними граблями ГВК-6.*

**Постановка проблеми.** Збирання конопель за класичними технологіями потребує застосування спеціальної техніки та ручної праці [1, 2], тому не завжди є економічно вигідним. Для спрощення технології

збирання конопель пропонується застосовувати машини загального призначення. Використання техніки загального призначення на збиранні конопель передбачає можливість отримувати насіннєвий матеріал та коротке волокно. При цьому залишаються не вирішеними питання вибору технологічного режиму роботи машин і місце кожної машини в технологічній схемі. Одним з перших кроків до вирішення поставлених задач є аналіз динаміки змін стану стебел конопель в процесі збирання.

**Аналіз останніх досліджень.** Збирання є вирішальним і одним з головних етапів в процесі вирощування конопель. Для отримання довгого волокна під час збирання забезпечується збереження паралельності стебел один до одного в стрічці. Цим вимогам відповідає весь комплекс машин, який включений до класичних технологій збирання – зеленцової, роздільної, комбайнової [1 - 4].

Для отримання короткого волокна відпадає необхідність дотримання паралельності стебел в стрічках і допускається хаотичність розміщення окремих рослин в загальній масі. Саме дане положення дає можливість застосування на збиранні конопель машин загального призначення.

На збиранні насіннєвої частини рослин конопель можна застосовувати зернозбиральний комбайн. У країнах Європи збирання насіннєвих посівів здійснюється зернозбиральними комбайнами “Massey Ferguson”, комбайнами фірми “Claas”, зерновими комбайнами “Джон Дір” та ін. [5, 6]. Ця технологія дозволяє одержувати насіння з найменшими виробничими затратами та без допоміжних технологічних операцій, які мають місце в існуючих технологіях збирання конопель [7].

Технологічний процес збирання насіннєвих конопель зернозбиральними комбайнами відбувається в осінній період і включає в себе зрізування різальним апаратом жнивarki насіннєвої частини стебел конопель, а також обмолочування її у молотарці. Зернозбиральний комбайн насіння збирає в бункер, а стеблова частина клавішами соломотряса скидається на землю. Основна частина стебел залишається “на кореню” і потребує додаткового збирання.

**Мета дослідження.** Проаналізувати стан та склад стебел конопель на окремих етапах збирання.

**Результати дослідження.** Насіннєва частина стебел конопель була зібрана зернозбиральним комбайном LEXION- 460 фірми Claas в осінній період. Комбайном було зрізано тільки верхню частину рослини, а основна її частина залишилася в полі “на кореню”. Збирання цих стебел було вирішено проводити весною, коли солома перетвориться на тресту і стебла будуть легко піддаватися зламуванню робочими органами водоналивних котків.

Перед початком збирання визначалася характеристика стеблостою та якість трести відповідно до ОСТу 70.8.10 – 74 “Машини для уборки конопли и кенафа”, ГОСТу 6729-60 “Треста конопляная” та ГОСТу 27024-86 “Солома конопляная. Технические условия”. Відбір проб для проведення досліджень здійснювалося по діагоналі всієї площі поля в 5-ти повтореннях. В таблиці 1 наведені дані щодо характеристикі стеблостою конопель.

Таблиця 1. Характеристика стебел конопель після зимування “на кореню” в полі

Повторність	Кількість стебел на 1 м <sup>2</sup> , шт	Середня довжина стебел, см	Середній діаметр стебел, мм
1	21	137,2±1,01	11,0±1,91
2	20	120,0±5,23	13,6±2,90
3	9	142,2±6,94	17,5±3,65
4	18	139,0±4,10	12,8±2,91
5	11	123,9±5,53	15,0±3,94

На круговій діаграмі рис. 1 представлений стан стеблостою в полі, який було визначено в весняний період.

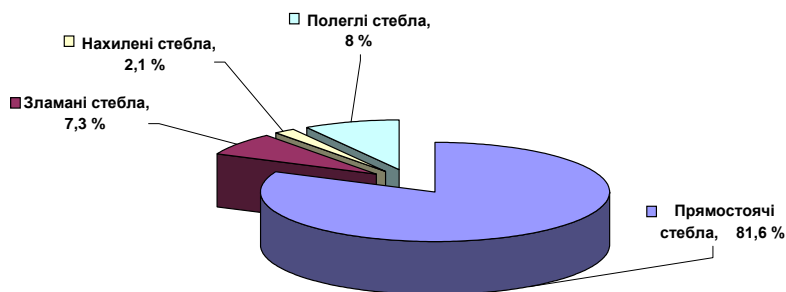


Рис. 1. Стан стеблостою конопель на початку весняного збирання

Отже, перед початком весняного збирання стебел конопель ми мали стеблостій з середнім діаметром стебел 11,0 - 17,5 мм, середньою довжиною стебел 120,0 - 142,2 см і з кількістю стебел на 1 м<sup>2</sup> до 21. Вміст волокна складав 32,8 %. При цьому основна частина стебел знаходилася в прямостоячому стані, що становить 81,6 % від загальної маси. Стебла, які з тих чи інших причин вже зламані (колесами зернового комбайна, за рахунок пошкодження структури стебла, під впливом погодних умов та ін.), складають незначну частину – 7,3%.



Нахилені та полеглих стебла також мають малу відсоткову частку – 2,1 % та 8 % відповідно. Забур'яненість стеблостою на досліджуваному полі складала 9,0 %.

Проведені дослідження стебел по вмісту костри показали, що даний показник знаходиться на достатньо високому рівні і має значення до 67,5 %. На рис. 2 наведена діаграма, яка наглядно показує відношення маси костри до загальної маси стебел.

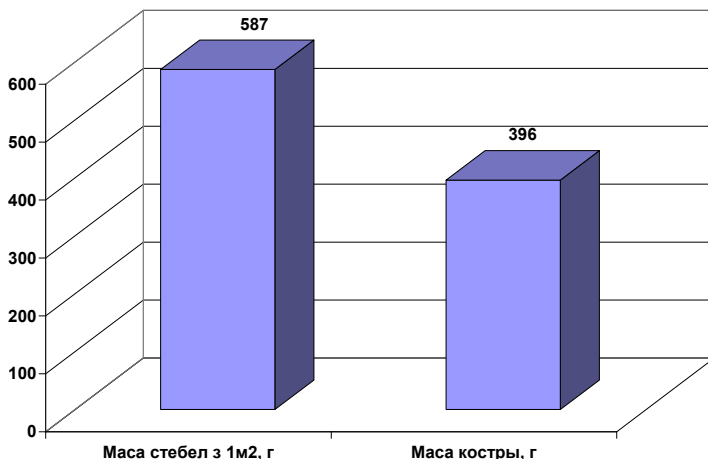


Рис. 2. Відношення маси костри до загальної маси стебел конопель з 1 м<sup>2</sup>

При вивченні стану поля і залишків стебел конопель у весняний період було проведено дослідження придатності стебел до зламування. Встановлено, що стебло легко зламуються біля шийки кореня при нахилі його на 15 - 30°. До того ж стебло має пошкоджену волокнисту частину біля кореневої частини, що вказує на придатність до зламування при прикладанні незначних зусиль.

Виходячи з придатності стебел до зламування, у технологію збирання було запропоновано включити комплекс машин у складі ґрунтообробних котків ЗКВГ-1,4 та грабелів колісно-пальцевих ГВК-6.

Технологічна схема збирання стебел конопель включала наступні операції: прикатування стебел котками та згрібання їх у валки, а після цього обробка котками отриманого валка для виділення костри і пресування у рулони. Дослідження збирання проводилося за трьома варіантами інтенсивності обробки сировини в валках:

1. Звалювання стебел з кореня котками і згрібання обробленої маси граблями в валок (контроль).

2. Звалювання стебел з кореня котками, згрібання граблями і проходом по валках котка налитого водою для додаткової обробки стебел.

3. Звалювання стебел з кореня котками, згрібання граблями і проходом по валках 3-х пустих котків, розміщених один за одним.

Відповідно до встановлених методик проводився аналіз характеристики валка за наступними показниками: ширина і висота, стан стебел у валку, масова частка трести і вміст костри. Вологість трести у валках після звалювання стебел з кореня котками і згрібання обробленої маси граблями складала 12,6 %, що відповідало встановленим вимогам для проведення експериментальних досліджень.

В таблиці 2 наведені середні дані щодо характеристики валків після трьох варіантів обробки сировини. Граблі ГВК-6 були використані у варіанті правої секції, тому для формування одного валка застосовували два проходи.

Таблиця 2. Характеристика валка після трьох варіантів обробки

Варіант інтенсивності обробки	Ширина отриманої стрічки, м	Висота стрічки, см	Стан стебел, шт.	
			цілих	зламаних навпіл
1 (контроль)	0,9±0,14	27,4±3,59	2	4
2	1,1±0,11	16,9±4,95	0	2
3	1,0±0,15	12,3±3,80	0	0

Після проведення аналізу стану стебел у валку було визначено вміст костри в тресті після кожного варіанта обробки.

На рис. 3 наведені дані щодо вмісту трести в тресті конопель у вигляді лінійчатої діаграми.

Якщо порівняти вміст костри у стоячих стеблах, який становив 67,5 %, і вміст костри в сировині, яка була зібрана у валки кожного варіанта обробки, – це від 66,1 % до 68,6 %, то можна сказати, що процес обробки проходив, але ще потрібно проводити додаткові операції для видалення вільної костри. Під час процесу збирання і обробки стебел деревина втрачає свою цілісність і майже відірвана від волокнистої частини, але залишається у валку.

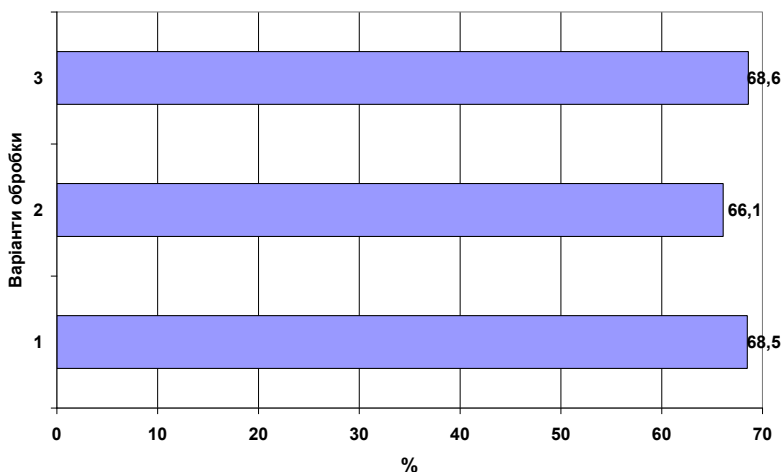


Рис. 3. Вміст костри в тресті конопель після кожного варіанта обробки

Підбирання і пресування волокнистого матеріалу проводили прес-підбирачем ПРП-1,6 та ланцюговим рулонним прес-підбирачем ППР-110. В процесі підбирання трести матеріал піддається частковому трясінню, завдяки чому вільна костра звільняється і залишається на поверхні полі. Після цього ми отримуємо з поля не тресту, а збагачений волокнистий матеріал, який потребує переробки на м'яльно-трясильному обладнанні для отримання однотипного короткого волокна.

Безпосереднім зважуванням було встановлено, що після пресування прес-підбирачем ПРП-1,6 маса рулонів становить 130 – 140 кг, а після ППР-110 – 90 кг.

Щільність пресування трести складала: пресом ПРП-1,6 – 51,9 кг/м<sup>3</sup>, а пресом ППР-110 – 64,3 кг/м<sup>3</sup>.

**Висновки.** Проаналізувавши отримані дані, можна сказати, що технологія збирання стебел конопель у весняний період, яка включає коткування прямостоячих стебел котками КВГ-1,4, зрібання звалених стебел у валки граблями ГВК-6 з додатковою їх обробкою і пресування отриманого матеріалу рулонним прес-підбирачем ( ПРП-1,6 або ППР-110), є прийнятною. Стебла конопель заввишки до 1,4 м, основна частина яких знаходилася в прямостоячому стані, були зламані модернізованими котками і з різною інтенсивністю обробки були доведені до стану збагаченої волокнистої сировини, що потребує менших затрат для отримання короткого волокна на

коноплепереробних заводах. Для використання стебел конопель як енергетичної сировини у вигляді палива буде достатньо проводити лише звалювання, згрібання і пресування сировини, що допоможе зберегти деревину і застосувати її більш повно.

#### Література

1. Механизация коноплеводства / Буянов В.И., Воловик С.С., Гончаров Г.И., Ляшенко С.Н., Сидляренко В.В. – М.: Сельхозгиз, 1956. – 292 с.
2. Довідник конопляра / Вировець В.Г., Гілязетдинов Р.Н., Голобородько П.А., Жуплатова Л.М., Коротя К.Я., Ляшко В.Н. та ін.; За ред. Голобородька П.А. – К.: Урожай, 1994. – 80 с.
3. Прогрессивная технология возделывания и уборки конопли / Сенченко Г.И., Вировець В.Г., Голобородько П.А., Ситник В.П., Ляшенко С.Н., Горшков А.П., Бондарева Л.Г., Пустовой Н.И. и др. – М.: Агропромиздат, 1987. – 70 с.
4. Конопля / Тимонин М.А., Сенченко Г.И., Сажко М.М., Жатов А.И., Демкин А.П., Борисенко П.Т., Гончаров Г.И. и др.; Под ред. Сенченко Г.И., Тимонина М.А. – М.: Колос, 1978. – 287 с.
5. Коваль С.М. Нові класичні комбайни “Джон Дір” серії 9000 WTS // Техніка АПК. – 2004. - № 4-5. – С. 14 – 17.
6. Комбайни «Massey Ferguson»: висока продуктивність, надійність і сучасні технології // Техніка АПК. – 2003. - № 9-10. – С. 14 – 17.
7. Рябченко О.П., Лук’яненко П.В., Коропченко С.П. Дослідження процесу обмолоту насінневих конопель зернозбиральним комбайном // Біологія, вирощування, збирання та переробка льону і конопель. Зб. наук. пр. ІЛК УААН. – Глухів: ІЛК, 2004. – С. 146 – 149.

*Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс*

С.В. Путінцева, О.Ф. Богданова, к.т.н., Л.А. Чурсіна, д.т.н.  
Херсонський національний технічний університет

## ВСТАНОВЛЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ОДЕРЖАННЯ ЦЕЛЮЛОЗНИХ МАТЕРІАЛІВ З ЛЛЯНОЇ СИРОВИНИ

*Зроблено докладний аналіз хімічного складу лляного волокна і костриці, який дозволив встановити, що найбільш перспективно переробляти в целюлозні матеріали коротке лляне волокно або коротке волокно олійних сортів льону.*

**Постановка проблеми.** Дослідження різних властивостей продуктів рослинного походження почали розвиватися стрімкими темпами особливо тоді, коли методи аналізу і оцінки дозволили виявити нові властивості відомих продуктів.

**Аналіз останніх досліджень.** Докладний аналіз хімічного складу лляного волокна і костриці (табл.1,2) дозволив встановити, що найбільш перспективно переробляти в целюлозу коротке лляне волокно або коротке волокно олійних сортів льону. При цьому коротке волокно, економічно придатне для переробки, повинно містити не більше 2-3% костриці (краще - 1%), оскільки костриця містить основну кількість супутників целюлози і погано піддається хімічній переробці в рамках існуючих технологій [1].

Таблиця 1. Хімічний склад лляного волокна і костриці

Вихідна сировина	Вміст, %				
	Целюлоза	Лігнін	Геміцелюлоза	Пектини	Коксовий залишок
Солома					
Волокно	52-58	2-4	12-16	3-5	3-4
Костриця	38-40	23-24	14-15	2-3	2-3
Треста					
Волокно	76-80	3-5	8-10	9-10	2-3
Костриця	24-27	35-37	-	-	-

**Мета дослідження.** В ході отримання лляної целюлози відбувається руйнування структури волокна і його морфологічних складових, що супроводжується відповідними хімічними перетвореннями. У табл. 3 наведений опис основних технологічних стадій отримання лляної целюлози, а також нові технологічні прийоми,

що дозволяють достатньо ефективно отримувати лляну целюлозу з льону-межеумку (табл.4).

Таблиця 2. Хімічний склад лляного волокна

Волокно	Вміст, %		
	Целюлоза	Лігнін	Пектини
Льон-довгунець			
Довге	76-78	3-4	2-3
Коротке	63-68	4-5	2-3
Льон-межеумок			
Коротке	63-64	4-5	2-3

Таблиця 3. Основні технологічні стадії отримання лляної целюлози

Існуючі технології	Нові технології
1. Передкисловка (кислота +ПАР)	Використання ПАР, що одночасно виконують роль стабілізатора пероксидних з'єднань, відмову від силікатних стабілізаторів. Вибілювання виключно стабілізованими розчинами пероксидних з'єднань. Поєднання стадій (3+5) за рахунок використання суміші надцтової кислоти і пероксиду водню
2. Нейтралізація (слабкий розчин луку)	
3.Одно- або багатостадійне лужне вариво у присутності пероксиду, хлориту і ін.	
4. Промивання	
5. Кисловка (розчин оцтової кислоти)	
6. Промивання	

Таблиця 4. Властивості лляної целюлози, одержаної з льону-межеумку

Вид обробки	Вміст, %		Білизна, %	Змочуваність, г/л	Вихід, %	Ступінь полімерізації
	Целюлоза	Лігнін				
Сульфатна целюлоза	91,5	2,7-3,2	89	-	-	952
Лужно-перекисна	84-86	2-3	87-90	100	70-75	2100-2200
Соляк-та + перекис	85-87	3-6	80-84	80-90	58-65	300-400
Азотна к-та + перекис	88-92	2-3	89-93	82-100	57-60	300-400
Кисень + лужне середовище	>88	3-4	91-92	80-82	-	-

У таблиці 5 проведено зіставлення властивостей Na-КМЦ, отриманої з льону-межуемку і з бавовняної целюлози. Як видно з таблиці, за багатьма параметрами результати обох зразків Na-КМЦ мають достатньо близькі значення. Поліпшення кольоровості і зниження значення рН для лляної целюлози може бути досягнуте застосуванням кислих пероксидних препаратів.

Таблиця 5. Порівняння зразків Na-КМЦ, одержаних з лляної і з бавовняної целюлози (ТУ-6-55-221-1010-89)

Найменування показника	Значення за ТУ-6-55-221-1010-89	Продукт з льону
Зовнішній вигляд	Волокнистий продукт білого кольору	Порошкоподібний продукт від білого до світло-коричневого кольору
Масова частка води, %, не більш	13	13
Ступінь заміщення за карбоксиметильними групами, не менше	0,4-1,0	0,6-1,2
Ступінь полімеризації, не менше	300-600	350-4500
Розчинність у воді в перерахунку на абс. сухий техн. продукт	6,0-8,0	6,0-8,0
рН водного витягу	6-8	8-12

**Висновок.** Лён є єдиною вітчизняною рослинною сировиною, здатною повноцінно замінити бавовну і забезпечити стратегічну і фінансову незалежність країни.

Організація промислового виробництва целюлозних матеріалів з однолітніх рослин дозволить значно скоротити негативний вплив на екологічний стан навколишнього середовища від вирубань лісів, усунути залежність вітчизняної промисловості від імпортової сировини.

Роботу виконано за підтримкою ДФФД (проект Ф 25/147).

#### Література

1. Ордина Н.А. Структура лубоволокнистых растений и её изменение в процессе переработки. – М.: Лёгкая индустрия, 1978. – 31 с.

2. Кислухина О. И. Биотехнологические основы переработки растительного сырья / О. Кислухина, И. Кюдулас. - Каунас.: Технология, 1997. – 183 с.

3. Вавилов П.П., Бальшев И.Н. Полевые сельскохозяйственные культуры. – М.: Колос, 1984. – 160 с.

В.С. Пуць

Луцький національний технічний університет

М.М. Іванкевич

Львівська філія УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого

## **РЕЗУЛЬТАТИ ПОЛЬОВИХ ВИПРОБУВАНЬ ПІДБИРАЧА З ПРИБРОЄМ ДЛЯ ПІДРІВНЮВАННЯ СТЕБЕЛ ЛЬОНУ**

*У статті наведено методику та результати проведення польових випробувань льонопідбирача з пристроєм для підрівнювання стебел у стрічці.*

**Постановка проблеми.** Особливість кінцевого продукту, який отримують сільськогосподарські льоносіючі господарства, полягає в тому, що треста, або льоносоломка, не є продуктом, який реалізується на ринку, він потребує подальшої переробки льонопереробними заводами. Неякісні рулони або снопи, у вигляді яких поступає треста (соломка), – основна проблема процесу збирання льону. Головний недолік – це розтягнутість, яка призводить до зменшення виходу довгого волокна. Згадана вище проблема, що виникає при виконанні збиральних робіт, формується на декількох етапах. По-перше, ляна стрічка, що розстеляється на полі для вилежування при збиранні льону льонокомбайном або льонобралкою, вже має деяку розтягнутість. В процесі вилежування трести вона потребує ворущіння та перевертання. При виконанні цих операцій розтягнутість ще зростає. І при підборі льонотрести підбирачами розтягнутість стрічки льону ще дещо збільшується, що дає високий показник розтягнутості паковок у вигляді снопів або рулонів, які виходять з камери прес-підбирача.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Для підрівнювання стебел льону у стрічці використовують три типи комплєпідбивачів: вертикальні, похилі, горизонтальні. Створенням та удосконаленням таких пристроїв займалися Г.А. Хайліс, В.Г. Черніков, В.Ю. Зінцов, Л.В. Родіонов, В.М. Луценко та ін. Як показав аналіз роботи відомих комплєпідбивачів, ефект їх роботи при накопичені в зоні формування паковки великого числа порівняно щільно укладених стебел незначний через те, що при впливі підбійки на торці порівняно щільно укладених стебел ті з них, які виступають із загальної маси, замість просування у потрібному напрямку підгинаються (гнуться). У зв'язку з цим вважаємо, що, застосовуючи у таких механізмах для підрівнювання стебел підбійки, потрібно змінювати умови їх роботи: необхідно, щоб



підбійки впливали на окремі стебла або невеликі групи стебел, слабо зчеплених з іншими стеблами паковки. Одним з таких пристроїв є розроблений в ЛНТУ пристрій для підрівнювання підкинутих у повітря стебел [1–4]. Проведені теоретичні дослідження та ряд лабораторних дослідів дозволяють стверджувати про можливу ефективність такого підрівнювання, але вимагають експериментальної перевірки [5–7].

**Мета дослідження.** Оцінити доцільність використання підбиваючого пристрою та вплив його кінематичних і конструктивних параметрів на якість виконання процесу підрівнювання стрічки льону.

**Результати дослідження.** Досліди проводились на полях Львівської філії УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого (сmt. Магерів) під час збирання льону сорту Могильовський-2. Густина стеблостою на дослідних ділянках складала 800, 1200 і 1800 шт./м<sup>2</sup>.

Підбирання стрічки льону здійснювали:

- 1) на наступний день після проведення збиральних робіт (стрічка волога, свіжебрана);
- 2) через 6 днів після проведення збиральних робіт;
- 3) через 12 днів після проведення збиральних робіт.

Перед проведенням дослідів стрічка льону, вистелена на полі, оцінювалась нами за наступними агротехнічними показниками:

- розтягнутість,  $\Delta l$ , раз;
- пошкодження стебел у стрічці;
- перекис стебел у стрічці.

Для оцінки механічних пошкоджень стебел (відкритий злам, розрив стебла) на довільно вибраній ділянці підраховувались виявлені пошкоджені стебла –  $N_n$ . Далі визначалась загальна кількість стебел, що знаходяться у виборці  $N_{заг}$ . Після чого визначався показник пошкодження стебел:

$$P = \frac{N_{заг} - N_n}{N_{заг}} \cdot 100\% .$$

Відносна розтягнутість стрічки (рис. 1) визначалась за загальноприйнятою методикою [8]:

$$\lambda = \frac{L}{l_{сер}} , \text{ (раз)},$$

де  $L$  – ширина стрічки;  $l_{сер}$  – середня довжина стебел у стрічці.

Снопова розтягнутість визначалась з використанням приладу ДЛ-2 (рис. 2).

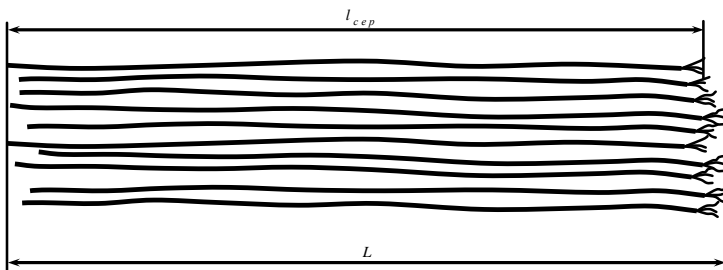


Рис. 1. Схема для визначення відносної розтягнутості стрічки льону



Рис. 2. Фото приладу ДЛ-2

З середини кожного пучка стебел, відібраного для аналізу, виділялась група стебел і встановлювалась на площадку приладу. Після встановлення групи стебел повзун із диском плавню опускався по стояку до моменту дотику диска з вершинами стебел групи.

Для вимірювання ширини стрічки та кута відхилення стебел у стрічці використовувався прилад ХЛ для визначення характеристики стрічки льону (рис. 3).



Рис. 3. Фото приладу ХЛ

Попередня оцінка стрічки, розстеленої на полі дала наступні результати (табл. 1).

Таблиця 1. Оцінка стрічки льону, отриманої при механізованому збиранні льнокомбайном ЛК-4А

Рік	№ ділянки	Густина стеблостою $i$ , шт/м <sup>2</sup>	Розтягнутість, раз	Наявність пошкоджених стебел, %	Перекіс стебел у стрічці
2007	1	800	1,26	3,0	9
	2	1200	1,29	3,06	12
2008	1	1235	1,25	2,6	5,6
	2	1800	1,28	2,07	5,3

Після проведення аналізу стрічки, викладеної на полі, агрегат запускався в роботу. Швидкість руху агрегату складала 1-3 м/с (рис. 4).



Рис. 4. Фото експериментальної установки в роботі

Стрічка льону поступала на транспортер підбирача і під час проходження по ній підрівнювалась підбиваючим пристроєм, після чого знову викладалась на полі.

В процесі проведення випробовувань змінювалась швидкість руху агрегату, швидкість руху стрічки транспортера, кутова швидкість обертання кривошипів підбійки та радіус кривошипів.

У табл. 2 наведені результати проведення польових випробувань у 2008 р. для льоносоломки після 6 днів вилежування.

Таблиця 2. Результати польових випробувань

Густина стеблостою, $t_{шт/м^2}$	Швидкість руху агрегату, км/год.	Швидкість руху стрічки транспортера, м/с	Розтягнутість на виході, раз	Показник пошкодження стебел		Перекіс стебел, град.		Початкова розтягнутість, раз
				на полі	на виході	на полі	на виході	
853	7	1,5	1,16	2,3	2,3	5	5	1,2
		2,0	1,16	2,3	2,32	5	5	
		2,5	1,18	2,3	2,38	5	5	
	5	1,5	1,15	2,3	2,3	5	4,8	
		2,0	1,16	2,3	2,3	5	4,8	
		2,5	1,18	2,3	2,3	5	5,0	
	3	1,5	1,14	2,3	2,3	5	4,5	
		2,0	1,14	2,3	2,3	5	4,5	
		2,5	1,16	2,3	2,3	5	4,8	
1235	7	1,5	1,16	2,6	2,6	5,6	5,0	1,2 5
		2,0	1,16	2,6	2,7	5,6	5,0	
		2,5	1,18	2,6	3,0	5,6	5,5	
	5	1,5	1,15	2,6	2,6	5,6	5,0	
		2,0	1,16	2,6	2,6	5,6	5,0	
		2,5	1,18	2,6	2,6	5,6	5,2	
	3	1,5	1,14	2,6	2,6	5,6	4,9	
		2,0	1,14	2,6	2,6	5,6	4,98	
		2,5	1,16	2,6	2,6	5,6	5,0	

Показники якості підрівнювання свіжобраної стрічки, а також льонотрести після 12 днів вилежування мають незначні відмінності від поданих у табл. 2.

**Висновок.** Результати польових випробувань показали, що застосування запропонованого механізму забезпечує зменшення розтягнутості стрічки льону в середньому на 9,6%, зменшення кута відхилення стебел у стрічці на 11,2%; додаткові пошкодження були зафіксовані лише при швидкості агрегату 7 км/год. і швидкості стрічки піднімаючого транспортера 2,5 м/с на густому льону.

Отримані результати підтверджують доцільність застосування запропонованого механізму для підрівнювання стебел льону у стрічці.

### Література

1. Пат. на винахід 40899 А Україна А01D45/06 Вирівнювач стебел льону/ Г.А. Хайліс, О.О. Налобіна, С.Ф. Юхимчук, В.С. Пуць (Україна) – №2000105790; заявл. 13.10.00; опубл. 15.08.01, Бюл. № 7.
2. Пат. на корисну модель 928 Україна А01D45/06 Підбирач стрічки льону/ О.О. Налобіна, Л.М. Дацюк, В.С. Пуць, Г.А. Хайліс (Україна) – №20001060898; заявл. 30.10.00; опубл. 16.07.01, Бюл. №6.
3. Пуць В.С. Про підрівнювання стеблової стрічки льону при механізованому збиранні / В.С. Пуць // Сільськогосподарські машини. – Луцьк: ЛДТУ. – 2001. – №8. – С. 213-218.
4. Пуць В.С. Про способи підрівнювання стеблової стрічки на льонозбиральних машинах / В.С. Пуць // Наукові нотатки. – Луцьк: ЛНТУ. – 2003. – № 13. – С. 265-271.
5. Налобіна О.О. Кінематичний аналіз механізму підбійки / О.О. Налобіна, В.С. Пуць // Сільськогосподарські машини. – Луцьк: ЛДТУ. – 2000. – №6. – С. 103-111.
6. Хайліс Г.А. Об отгибе ветвей ремней транспортера льноподборщика под действием вращающихся кулачков / Г.А. Хайліс, М.С. Драган, В.С. Пуць // Науковий вісник Національного аграрного університету. – 2002. – №49. – С. 344-353.
7. Пуць В.С. Дослідження процесу підрівнювання стрічки льону на пасовому транспортері / В.С. Пуць // Науковий вісник Національного аграрного університету. – К., 2007. – № 115. – С. 66–72.
8. Машини для збирання льону: Методи випробувань. [стандарт Мінагрополітики України] / СОУ 74.3-37-131: 2004. – 24 с.

*Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс*

Н.І. Резвих, Н.П. Ляліна, к.т.н.  
Херсонський національний технічний університет

## **ОБҐРУНТУВАННЯ ІНТЕНСИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ПРИГОТУВАННЯ ТРЕСТИ БЕЗНАРКОТИЧНИХ КОНОПЕЛЬ**

*Розглянуто існуючі та удосконалені способи та технології приготування трести безнаркотичних конопель, які прискорюють процес і сприяють підвищенню якості трести і волокна*

**Постановка проблеми.** Як відомо, у технології первинної обробки конопель важливе місце належить приготуванню трести. Адже цей етап є відповідальним і, на рівні з агротехнічними засобами впливає на кількість і якість отриманого волокна.

На сьогоднішній день в Україні приготування трести безнаркотичних конопель здійснюється шляхом росяного мочіння, а саме розстиланням на полях.

Чітке дотримання технології приготування трести росяним мочінням і сприятливі погодно-кліматичні умови не дозволяють отримувати високоякісну сировину. Тому сфера застосування волокна обмежена. Удосконалення цього способу шляхом зрошування стебел конопель композиційними препаратами, шляхом обертання стрічки стебел прискорює процес вилежування, підвищує розривне навантаження волокна, сприяє утворенню однорідної трести з підвищеною відокремленістю волокна від деревини, проте потребує значних матеріальних витрат і збільшує вартість отриманої трести.

Досвід застосування інших способів приготування трести, таких як мочіння, пропарювання стебел конопель, у закордонних державах свідчить про те, що отримання якісного волокна супроводжується великими витратами на його виготовлення. Це пояснює високу вартість виробів, виготовлених із конопель.

У зв'язку з цим розробка більш економічних і технологічно ефективних способів і технологій приготування трести з безнаркотичних конопель необхідна.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Для приготування трести конопель застосовують різні способи обробки стебел. Висока вартість виробів з конопель потребує пошуку нових ідей. Так, у Фінляндії застосовується нова технологія збирання безнаркотичних конопель. Але на даний час в Україні вона не впроваджена, проте, на нашу думку, вона в сучасних умовах є перспективною.

**Мета дослідження.** Необхідно проаналізувати існуючі та удосконалені способи і технології приготування трести безнаркотичних конопель.

**Результати дослідження.** Волокна конопель у стеблі знаходяться у тісному зв'язку з оточуючими неволокнистими тканинами і тому не можуть бути використані у текстильній чи целюлозно-паперовій промисловості без спеціальної обробки. Існують такі види обробки: біологічні (водне та росяне мочіння) та хімічні (варіння, пропарювання).

Отримання трести здійснюється за рахунок біологічних або хімічних процесів, які порушують зв'язок волокнистої тканини з сусідніми тканинами, сприяючи подальшому відокремленню волокна. Так, біологічні способи приготування трести відрізняються від хімічних за характером руйнування нецелюлозних компонентів. Розпад пектинових речовин, що зв'язують луб'яні пучки, при біологічних способах здійснюється за рахунок життєдіяльності різного роду мікроорганізмів (бактерій, грибів). При хімічних - порушення зв'язку між волокном та деревиною у стеблі досягається шляхом термохімічного гідролізу пектинових речовин, який відбувається або у воді, але при більш високій температурі (під тиском або без нього), або у різних розчинах з додаванням хімікатів (солі, кислот, лугів та ін.).

Найбільш розповсюдженим і вивченим способом приготування трести конопель є біологічне мочіння.

На початку ХХ ст. проведено ряд досліджень з удосконалення існуючих способів і технологій приготування трести конопель. Так, у роботах Лесіка Б.В., Миронова К.М. та ін. зазначено, що інтенсифікацію вимочування соломи можна досягнути шляхом застосування біологічних та хімічних стимуляторів, а саме: кінської сечі, сульфату амонію, вуглекислого амонію, розчину аміаку, сечовини, азотнокислого амонію, двовуглекислої соди, вуглекислого натрію, вуглекислого калію, суперфосфату, комбінованого прискорювача (наприклад, сульфат амоній, хлористий калій, суперфосфат) та ін., що дозволило скоротити тривалість мочіння та підвищити якість волокна за рахунок покращення умов живлення та розвитку пектиноруйнівних бактерій. Крім хімічних прискорювачів, використовували чисті культури пектинорозкладаючих бактерій (препарат пектолітин), біологічні та ферментні препарати (мацеробацилін).

Всі перераховані хімікати недорогі і їх застосування було економічно доцільним, проте недоліками застосування хімічних



прискорювачів є те, що відпрацьовану мочильну рідину неможливо використовувати багаторазово.

Чисельні спостереження за процесом мочіння дали можливість С.І. Дербеньову розробити водно-повітряний спосіб мочіння, в якому використовується комбінована мікрофлора, що складається з аеробних і анаеробних бактерій, співвідношення яких залежить від режиму і ступеня аерації рідини.

Водно-повітряне мочіння має такі переваги: тривалість процесу скорочується в два-три рази, зменшуються витрати свіжої води, підвищується якість і вихід волокна, дозволяє багаторазово застосувати мочильну рідину, не забруднює навколишнього середовища промисловими стоками.

Співробітниками науково-дослідного Інституту луб'яних культур УААН запропоновано до впровадження на коноплезаводах інтенсивну технологію приготування трести конопель. В основу цієї технології покладено спосіб приготування трести у водно-повітряній емульсії з циркуляцією, аерацією рідини, застосуванням ферментів і коагулянтів, які значно прискорюють технологічний процес. Мочильну рідину при цьому використовують багаторазово, оскільки вона знаходиться в замкненій системі. Це забезпечує економну витрату води і безпеку навколишньому середовищу.

Для інтенсифікації мочіння і підвищення якості трести і волокна застосовують ферментний препарат мацеробацилін ГЗх – 1(ГЗх), який містить ферменти пектиноурійнвної мікрофлори. Норма застосування – 0,02 – 0,2% від маси завантаженої сировини.

В східноєвропейських країнах традиційним способом обробки стебел конопель є холодноводне мочіння. Розробка та інтенсифікація водно-повітряного способу мочіння, застосування хімічних і біологічних прискорювачів, регенерація рідини, безумовно, підвищують якість одержаного конопляного волокна, але, на жаль, вони не зменшують вартість отриманої з цієї сировини продукції.

Питанням приготування конопляної трести росяним мочінням займалось небагато дослідників. Процес приготування трести має ряд недоліків, а саме: пряма залежність від природо-кліматичних умов, нерівномірність розстилення шару соломи та ін. Удосконалення технології приготування трести та підвищення її якості досягається із застосуванням обертання стрічок, що підвищує ступінь вилежаності трести. Відомо також, що інтенсифікації процесу можна досягнути, здійснюючи росяне зрошування композицією, що містить фосфат сечовини, поверхнево-активну речовину і воду.

Окрім біологічних, відомі і хімічні способи одержання трести конопель. У зв'язку з багатоетапністю процесу (а саме замочуванням стебел, обробкою насиченою парою, відмочуванням, промиванням, віджиманням, висушуванням), значними витратами на підтримання високої температури та пари, значним використанням хімічних речовин і низькою якістю волокна, ці способи мають незначне застосування.

Із науково-технічної і патентної літератури, ознайомившись з попередніми дослідженнями приготування трести пропарюванням, можна зробити висновок, що суттєвого покращення якості паренцевого волокна неможливо досягти варіюванням температурного режиму та тривалості окремих стадій. Удосконалити цю технологію можна тільки шляхом виділення шкідливих низькомолекулярних компонентів стебла на стадії замочування за допомогою хімічних речовин і зниження інтенсивності безпосереднього пропарювання. У зв'язку з багатоетапністю процесу (а саме замочуванням стебел, обробкою насиченою парою, відмочуванням, промиванням, віджиманням, висушуванням), значними витратами на підтримання високої температури та пари, значним використанням хімічних речовин і низькою якістю волокна, ці способи є нераціональними.

Результати проведених досліджень впливу різних способів приготування трести на якість лубоволокнистої продукції дали можливість порівняти фізико-механічні показники волокна, отриманого холодноводним мочінням, розстилом та пропарюванням стебел. Встановлено, що процес росяного мочіння супроводжується значними втратами якості волокна. Розривне навантаження сланкого волокна у 1,2-1,6 рази нижче, ніж моченцевого волокна, і за виходом довгого волокна поступається йому на 4-7%, а за щільністю, навпаки, у 1,5-1,8 рази перевищує моченцеве. Неоднорідність сланкої трести за ступенем вилежування при подальшій її обробці призводить до якісних та кількісних втрат. У свою чергу, моченцева треста характеризується рівномірним ступенем вимочування по всьому стеблу. Отже, сланке волокно має низьке розривне навантаження, воно погано розщеплене, темне. Волокно, отримане шляхом пропарювання конопляної соломи, за всіма фізико-механічними показниками також поступається як моченцевому, так і сланкому. Воно грубе та жорстке, характеризується низькою міцністю. Вихід волокна з паренцевої трести в середньому на 3,26% нижчий, ніж з моченцевого, і на 1,66% нижчий, ніж з сланкового.

Необхідно зазначити, що волокно, отримане мочінням стебел конопель, характеризується високою якістю. Неможливість

застосування мочіння для одержання конопляної трести потребує вирішення цієї проблеми.

На сьогоднішній день відома нова технологія збирання безнаркотичних конопель. Вперше вона була впроваджена у Фінляндії у зв'язку з несприятливими кліматичними умовами для здійснення розстилання соломи льону, а згодом її почали застосовувати і для конопель. Сутність її полягає в тому, що після дозрівання насінин сім'яні голівки зрізують, а решта частина стебла солома залишається стояти протягом зими. Отриманий стоянець скошують, проминають і залишають на деякий час на полі для просушування. Біологічний процес, що здійснюється на стеблах протягом зими і весни, сприяє полегшенню видалення волокна конопель від костри та супутніх тканин, полегшує процедуру витягування стебел із землі. Потім стебла згортають до рулону і транспортують на підприємство для виділення волокна.

В Україні цю технологію не застосовують. Проте деякі фактори вказують на те, що саме вона має великі перспективи впровадження в нашій державі. Це і сприятливі кліматичні умови, і розробка ресурсозберігаючих технологій переробки конопель, і поява можливості розширення сфери застосування конопель.

Необхідно також зазначити, що зміни, яких зазнали сучасні сорти конопель в процесі селекції, значні. Зі стабілізацією ознаки однодомності, суттєвим зниженням вмісту канабіноїдів і, навпаки, значним підвищенням вмісту волокна в стеблах відбулося накопичення відсотка деревини та лубу, збільшення вмісту лігніну, збільшення лінійної щільності волокна.

Отже, при виборі способу одержання трести і режиму обробки стебел конопель необхідно враховувати не тільки особливості анатомічної та морфологічної будови стебла, їх хімічний склад, а також вимоги до якості одержаної сировини і якості кінцевої продукції.

**Висновки.** У зв'язку із вищевикладеним і враховуючи критичну ситуацію, що склалася в галузі коноплярства, необхідно проводити пошук нових раціональних ідей, розробляти більш економічно обґрунтовані і технологічно ефективні способи приготування трести, придатної для одержання високоякісного волокна. Необхідно розробити такий спосіб приготування трести конопель, який дозволяє створювати конкурентоздатну продукцію із конопель, економити сировину, підвищувати ступінь білизни та міцність волокон, зменшувати енерговитрати, скорочувати

технологічний процес, поліпшувати екологічні умов та умови праці, знижувати кількість матеріальних та трудових ресурсів.

#### Література

1. Марков В.В. Первичная обработка льна и других лубяных культур: Учебник. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. – 376 с.
2. Сенченко Г.И., Тимонин М.А. Конопля. – М.: Колос, 1978. – 287 с.
3. Жуплатова Л.М. Прогресивні технологічні прийоми приготування трести конопель Селекція, технологія виробництва та первинної переробки льону та конопель: Зб. Наук. пр. - Глухів: Інститут луб'яних культур УААН, 2000.-192 с.
4. Мохер Ю.В., Баранник В.Г., Актуальні проблеми відродження коноплярства в Україні// Біологія, вирощування, збирання та первинна переробка льону і конопель: Зб. Наук. пр.(Вип.3).-Глухів: Інститут луб'яних культур УААН, 2004.-208 с.
5. Ляліна Н.П. Первинна переробка соломи безнаркотичних конопель з метою одержання целюлозовмісних матеріалів: Дис. канд. техн. наук: 05.18.03. – Х., 2004 – 148 с.

*Рецензент д.т.н., проф. М.І. Валько*

УДК 631.348.45

Т.І. Рибак, д. т. н., А.В. Бабій, к.т.н., П.В. Попович, к.т.н.,  
А.Й. Матвійшин, к.т.н. Р.Е. Халілов

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

### **ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ОПОР НА МІЦНІСТЬ БАКА ОБПРИСКУВАЧА**

*В роботі досліджено міцність бака машини ОВТ-1В при обтиранні його на різні типи опор. Запропоновано методика і на її основі обґрунтовано раціональні параметри ефективної опори.*

**Постановка проблеми.** Боротьба з бур'янами, шкідниками та хворобами в сільськогосподарському виробництві займає вагоме місце поряд із іншими операціями технологічного процесу вирощування

будь-якої культури. Для припинення їх росту та повного знищення найефективнішим на даний час є використання хімічних препаратів, які вносять переважно обприскувачами штанговими або вентиляторними.

Для своєчасного виконання поставлених завдань перед вказаним рядом машин однією з необхідних умов є забезпечення надійності і роботоздатності їх відповідних вузлів та елементів. Крім того, для експлуатаційників є важливим модернізувати парк старих машин, оскільки нові мають значну вартість.

В розрізі держбюджетної тематики ДІ 158-09 Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя проведено дослідження причин виходу з ладу баків машин ОВТ-1В, проаналізовано їх напружений стан при взаємодії з опорами.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Багато вчених працювали і працюють над вирішенням вказаних проблем [1-7]. Розроблені рішення не завжди приносять бажаний практичний інтерес, тому є актуальним віднаходження нових та більш ефективних. Неefективність одержаних результатів полягає у знаходженні переважно формальних розв'язків поставлених складних задач, які для інженерних кадрів конструкторських бюро становлять значні труднощі в плані застосування надто складного математичного апарата. Для віднаходження більш простих рішень, які б задовольняли ці вимоги, потрібно провести аналіз самого фізичного процесу, що стосується взаємодії оболонки із опорною основою [1].

**Мета роботи.** Запропонувати ефективну методику розрахунку баків обприскувачів і на її основі провести обґрунтування конструктивних параметрів опор для забезпечення раціональних значень напружено-деформованого стану бака машини ОВТ-1В.

**Результати дослідження.** Як відомо, машини для хімічного захисту у рослинництві експлуатуються у досить складних рельєфних умовах. Оскільки неможливо достовірно описати траєкторію руху мас обприскувача під час виконання технологічного процесу, то для ведення теоретичних розрахунків потрібні вихідні дані, які отримані експериментальним шляхом в реальних умовах експлуатації. За інших умов наперед недостовірні вихідні дані призводять до віднаходження помилкових напружень, що визначають конструктивні параметри проєктованого об'єкта. Тоді в процесі експлуатації, після певного періоду напрацювання, дані недоліки починають проявлятися, вони є наслідками зародження та розвитку тріщин, що руйнують обичайку бака та інші складові обприскувача [8].

Для циліндричних чи еліптичних обичайок обприскувачів характерним є закріплення їх на опорах-ложементах. Типові руйнування, які при цьому виникають, спостерігаються в околі опор (рис. 1.) Відібрані зразки характерних руйнувань відносяться до металевих резервуарів машин для хімічного захисту рослин, які вже мають певне експлуатаційне напрацювання. Руйнування бака, що наведено на рис. 1(посередині) відноситься до машини ОВТ-1В.



Рис. 1. Характерні руйнування обичайок металевих циліндричних баків

Причина такого руйнування – локальне навантаження від дії опори, яка має набагато більшу жорсткість, ніж сама обичайка бака. Тому характер дії контактного тиску зі сторони опори передбачити важко, необхідно розв'язувати складну контактну задачу. Досліджувати ж закон розподілу контактного тиску в опорах можна тензометруванням цієї області, оскільки саме невідповідний контактний тиск між обичайкою бака і типовою опорною основою є причиною концентрації максимальних напружень та зародження і розвитку втомних тріщин. В багатьох працях вчених розглядаються подібні задачі [3, 5-6], але всі вони практично однотайні в тому, що на краях жорстких опорних основ спостерігається максимальний контактний тиск. Багато дослідників по-різному вирішували такі задачі, наприклад, в праці [4-5] при проведенні комплексних досліджень причин руйнування металевих баків причіпних обприскувачів зроблено висновок про неправильність вибору основних елементів опор і технології з'єднання опорних накладок з обичайкою баків. Усунення цих недоліків шляхом конструктивних доробок призвело до зміни конструкції опорної основи, збільшуючи ширину накладки та кут обхвату нею обичайки бака. Такий метод не повністю вирішує проблему, оскільки веде до підвищення матеріаломісткості машини. Іншим прикладом до вирішення даної проблеми є використання пружних прокладок змінної товщини. Дане рішення теоретично дозволяє згладити піки контактного тиску на краях опори, але практичного застосування воно не знайшло через

великий діапазон значень товщини прокладки, що суттєво утруднює її практичне використання.

Підсумовуючи ймовірні причини виходу з ладу сільськогосподарських обприскувачів, приходимо до висновку, що важливе місце в збереженні їх роботоздатності відводиться саме питанням міцності обичайок баків. Довготривала їх робота забезпечується завдяки якісному проектуванню у поєднанні з опорною основою. Акцентувавши свої дослідження, що стосуються кріплення обичайки бака на ложементях, ми повинні отримати оптимальне рішення, яке задовольнятиме вимоги практики та матиме невелику похибку при теоретичних розрахунках. Величина похибки повинна бути в межах тої теорії, на основі якої повинен будуватися розв'язок даної задачі.

Досліджуючи міцність бака машини ОВТ-1В, необхідно, в першу чергу, уявити саму структуру розв'язку такої задачі. Тому для отримання кінцевого результату – напруження - спочатку необхідно використати одну із теорій оболонок або її модифікацій, де отримано кінцеві вирази напружень, в які входять вирази навантаження. Саме воно є визначальним при розв'язку будь-якої задачі. Тому на теоретичному моделюванні навантаження слід зосередити основну увагу. Зрозуміло, що при використанні теоретичної моделі розглядуваного обприскувача можна, використовуючи реальні вихідні дані, отримувати значення напружень в характерних точках бака. На цьому перший етап закінчується. На другому етапі необхідно проводити обґрунтування того параметра, що має суттєвий вплив на міцність бака, - це опора бака.

Досліджуваним об'єктом є обприскувач вентиляторний тракторний (ОВТ-1В) (рис. 2). Ця машина призначена для хімічного захисту садів, виноградників, хмільників і польових культур від шкідників та хвороб шляхом звичайного або малооб'ємного обприскування. Агрегується з тракторами тягових класів 14-20 кН. Комплектується змінними робочими органами.



Рис. 2. Обприскувач вентиляторний тракторний

Напружено-деформований стан такої оболонки описується диференціальними рівняннями теорії пологих оболонок типу Тимошенка. Основні положення даної теорії наведені в роботі [1], звідки вихідні рівняння розподілу переміщень і напружень за товщиною оболонки визначаються за формулами:

$$U_i = u_i(\alpha_1, \alpha_2) + \gamma_i(\alpha_1, \alpha_2)\alpha_3, \quad U_3 = w(\alpha_1, \alpha_2),$$

$$\sigma_{ij} = \frac{N_{ij}}{2h} + \frac{3M_{ij}}{2h^3}\alpha_3; \quad \sigma_{i3} = \frac{3Q_i}{4h} \left(1 - \frac{\alpha_3^2}{h^2}\right), \quad (1)$$

де  $ij=1,2,3,\dots$ ,  $-h \leq \alpha_3 \leq h$ ;  $2h$  – товщина оболонки;  $u_i, u_2, w$  – переміщення точок серединної поверхні;  $\gamma_1, \gamma_2$  – кути повороту нормалі до серединної поверхні;  $N_{ij}, M_{ij}, Q_i$  – внутрішні сили і моменти.

Шарнірне обпирання оболонки вздовж ліній  $\alpha_1=0, \alpha_1=l_1$  реалізуються за допомогою таких початкових умов:  $w(\alpha_1, \alpha_2) \Big|_{\substack{\alpha_1=0 \\ \alpha_1=l_1}} = 0$ ,

$$N_{11}(\alpha_1, \alpha_2) \Big|_{\substack{\alpha_1=0 \\ \alpha_1=l_1}} = 0, \quad M_{11}(\alpha_1, \alpha_2) \Big|_{\substack{\alpha_1=0 \\ \alpha_1=l_1}} = 0, \quad u_2(\alpha_1, \alpha_2) \Big|_{\substack{\alpha_1=0 \\ \alpha_1=l_1}} = 0,$$

$$\gamma_2(\alpha_1, \alpha_2) \Big|_{\substack{\alpha_1=0 \\ \alpha_1=l_1}} = 0, \quad (2)$$

де  $l_1$  – довжина бака.

Розв'язок Фур'є цієї задачі для довільного навантаження записано через вираз для прогину

$$w = \frac{1}{\Lambda} \sum_{k=1,3,\dots}^{\infty} \sum_{m=0}^{\infty} \frac{P_{km}}{\Omega_{km}} \sin(\lambda_{1k}\alpha_1) \cos(\lambda_{2m}\alpha_2), \quad (3)$$

де  $\lambda_{1k} = \frac{k\pi}{l_1}$ ,  $\lambda_{2m} = \frac{m\pi}{l_2}$ ; вирази для коефіцієнтів розвинення ключових функцій:

$$w_{km} = \frac{1}{\Lambda} \frac{P_{km}}{\Omega_{km}}; \quad \psi_{1km} = \frac{1}{D} \frac{\Delta_{km} P_{km}}{\left(\Delta_{km} + \frac{\Lambda}{D}\right) \Omega_{km}}; \quad \psi_{2km} = 0;$$

$$\varphi_{km} = \frac{-B(1-\nu^2)k_2}{\Lambda} \frac{(\lambda_{1k})^2 P_{km}}{(\Delta_{km})^2 \Omega_{km}}, \quad \text{тут } \Omega_{km} = \frac{(\Delta_{km})^4 + \frac{B}{\Lambda}(1-\nu^2)k_2 \lambda_{1k}^4 \left(\Delta_{km} + \frac{\Lambda}{D}\right)}{(\Delta_{km})^2 \left(\Delta_{km} + \frac{\Lambda}{D}\right)},$$



$$\Delta_{km} = \left( \frac{k\pi}{l_1} \right)^2 + \left( \frac{m\pi}{l_2} \right)^2, \quad (4)$$

де  $B = \frac{2hE}{1-\nu^2}$ ,  $D = \frac{h^2B}{3}$ ,  $\Lambda = \frac{5hG'}{3}$ ;  $k_2 = \frac{1}{R_0}$  - головна кривизна;  $\nu, E, G'$

- пружні сталі; функція  $\varphi = \varphi(\alpha_1, \alpha_2)$  така, що  $N_{11} = \frac{\partial^2 \varphi}{\partial \alpha_2^2}$ ,  $N_{22} = \frac{\partial^2 \varphi}{\partial \alpha_1^2}$ ,

$$N_{12} = N_{21} = -\frac{\partial^2 \varphi}{\partial \alpha_1 \partial \alpha_2}, \quad \psi_1 = \frac{\partial \gamma_1}{\partial \alpha_1} + \frac{\partial \gamma_2}{\partial \alpha_2}, \quad \psi_2 = \frac{\partial \gamma_2}{\partial \alpha_1} - \frac{\partial \gamma_1}{\partial \alpha_2}, \quad \Delta = \frac{\partial^2}{\partial \alpha_1^2} + \frac{\partial^2}{\partial \alpha_2^2}.$$

Задамо навантаження на бак обприскувача в більш загальному вигляді - трьома складовими

$$p(\alpha_1, \alpha_2) = p_1(\alpha_1, \alpha_2) + q_1(\alpha_1, \alpha_2) + q_2(\alpha_1, \alpha_2), \quad (5)$$

де  $p_1(\alpha_1, \alpha_2)$  - навантаження від дії робочої рідини та додаткового тиску;  $q_1(\alpha_1, \alpha_2)$  - навантаження від дії елементів кріплення (бандажів) на резервуар;  $q_2(\alpha_1, \alpha_2)$  - навантаження від дії опор.

Розглянемо окремо кожну із складових навантаження.

Віднесемо оболонку бака до системи координат  $\alpha_1, \alpha_2$  ( $\alpha_2 = R_0 \varphi$ ), (рис. 3). Вважаємо, що резервуар заповнений рідиною, що має питому вагу  $\gamma$ , і, крім того, на резервуар діє додатковий постійний тиск  $p_0$ .

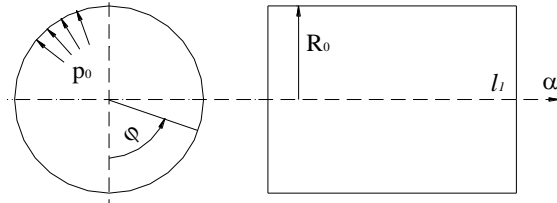


Рис. 3. Схема дії на стінки резервуару рідини та додаткового тиску

Таке навантаження на оболонку описуємо функцією

$$p_1(\alpha_1, \alpha_2) = p_0 + R_0 \gamma \eta (1 + \cos \varphi), \quad -\pi \leq \varphi \leq \pi. \quad (6)$$

де  $\eta$  - коефіцієнт динамічності, який враховує дію динамічних сил при русі машини польовими нерівностями. Даний коефіцієнт визначається експериментально.

Знайдемо розвинення функції (6) в ряд за системою функцій

$\left\{ \sin \frac{k\pi}{l_1} \alpha_1 \cos m\varphi \right\}$ , отримаємо

$$p_1(\alpha_1, \alpha_2) = \sum_{k=1,3,\dots}^{\infty} \sum_{m=0}^1 p_{1km} \sin\left(\frac{k\pi\alpha_1}{l_1}\right) \cos\left(\frac{m\pi\alpha_2}{l_2}\right), \quad (7)$$

де  $p_{1km} = \frac{4(p_0 + R_0\gamma\eta)}{k\pi}$ , коли  $m=0, k=1,3,\dots$ ;  $p_{1km} = \frac{4R_0\gamma\eta}{k\pi}$  при  $m=1, k=1,3,\dots$ ;  $p_{1km} = 0$ , коли  $m > 1, k=1,3,\dots$ .

Якщо бак до опорної основи кріпиться при допомозі бандажів, то контактний тиск від їх дії можна представити деякою функцією (8), згідно з рис. 4.

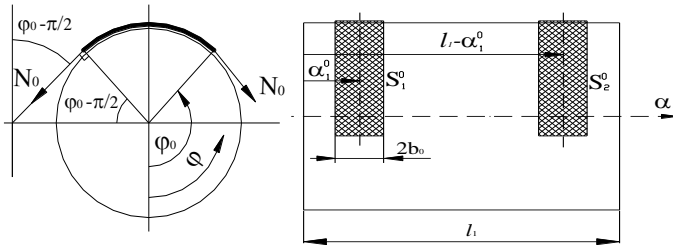


Рис. 4. Розрахункова схема дії бандажів

Вважаємо, що циліндричний резервуар довжини  $l_1$  і радіуса  $R_0$  навантажено двома симетрично розміщеними бандажами. Серединні лінії бандажів знаходяться на відстані  $\alpha_1^0$  від країв резервуара (рис. 4).

$$q_1(\alpha_1, \alpha_2) = \begin{cases} -\frac{N_0 a_0}{R_0(\pi - \varphi_0) \operatorname{sh}(a_0 b_0)} \operatorname{ch}[a_0(\alpha_1 - \alpha_1^0)] \sin(\varphi - \varphi_0), & (\alpha_1, \alpha_2) \in S_1^0, \\ -\frac{N_0 a_0}{R_0(\pi - \varphi_0) \operatorname{sh}(a_0 b_0)} \operatorname{ch}[a_0(\alpha_1 - l_1 + \alpha_1^0)] \sin(\varphi - \varphi_0), & (\alpha_1, \alpha_2) \in S_2^0, \\ 0, & (\alpha_1, \alpha_2) \in \bar{S}_1^0, (\alpha_1, \alpha_2) \in \bar{S}_2^0. \end{cases} \quad (8)$$

де  $a_0$  - заданий коефіцієнт;  $S_1^0 = \{(\alpha_1, \alpha_2) : |\alpha_1 - \alpha_1^0| \leq b_0; \varphi_0 < \varphi \leq \pi\}$ ,  
 $S_2^0 = \{(\alpha_1, \alpha_2) : |\alpha_1 - l_1 + \alpha_1^0| \leq b_0; \varphi_0 < \varphi \leq \pi\}$ .

Знайдемо розвинення функції (8) в ряд

$$q_1(\alpha_1, \alpha_2) = \sum_{k=1,3,\dots}^{\infty} \sum_{m=0}^{\infty} \varepsilon_m A_{km} \sin\left(\frac{k\pi}{l_1} \alpha_1\right) \cos m\varphi, \quad (9)$$

$$\text{де } \varepsilon_m = \begin{cases} \frac{1}{2}, & m=0, \\ 1, & m \geq 1; \end{cases} \quad A_m = -\frac{8N_0 a_0 b_0 \sin\left(\frac{k\pi\alpha_1^0}{l_1}\right)}{R_0(\pi - \varphi_0) \operatorname{sh}(a_0 b_0) l_1 \pi} [1 - (-1)^k] \cdot I_k^{(2)} \cdot I_m^{(3)},$$

$$(k = 1, 3, \dots, m = 1, 2, \dots), \quad \text{тут} \quad I_m^{(3)} = -\frac{1}{m^2 - 1} [(-1)^m \cos \varphi_0 + \cos(m\varphi_0)], \quad (m \neq 1);$$

$$I_1^{(3)} = -\frac{1}{2} [\cos \varphi_0 - (\pi - \varphi_0) \sin \varphi_0]. \quad \text{При} \quad (m \neq 1)$$

$$I_m^{(3)} = -\frac{1}{m^2 - 1} [(-1)^m \cos \varphi_0 + \cos(m\varphi_0)]; \quad \text{при} \quad (m = 1) \quad I_1^{(3)} = \frac{(\pi - \varphi_0) \sin \varphi_0}{2}.$$

Резервуар машини ОВТ-1В взаємодіє з чотирма симетрично розміщеними опорами (рис. 5).

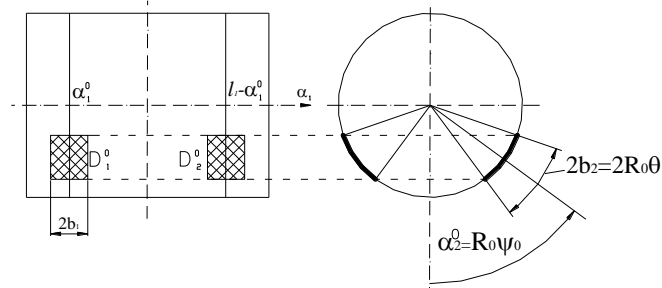


Рис. 5. Розрахункова схема резервуара при дії на нього чотирьох опор

Аналіз задач про взаємодію циліндричної оболонки і пружних опор показує, що контактний тиск суттєво зростає у приграничних зонах областей контакту [5-6]. Для випадку прямокутних опор обприскувача ОВТ-1В приймемо такий закон розподілу контактного тиску

$$q_2(\alpha_1, \alpha_2) = A \operatorname{ch}(a_1(\alpha_1 - \alpha_1^0)) \operatorname{ch}(a_2(\alpha_2 - \alpha_2^0)), \quad (10)$$

де  $|\alpha_1 - \alpha_1^0| < b_1$ ,  $|\alpha_2 - \alpha_2^0| < b_2$ ,  $(\alpha_1^0, \alpha_2^0)$  - координати центра прямолінійної опори;  $2b_1, 2b_2$  - довжини сторін прямолінійної опори;  $A, a_1, a_2$  - сталі величини.

Розглядаючи половину циліндричної оболонки  $\Pi = \{(\alpha_1, \alpha_2) : 0 < \alpha_1 < l_1, 0 < \alpha_2 < l_2\}$ ,  $l_2 = R_0\pi$  і позначивши області взаємодії опори з циліндричною оболонкою через  $D_1^0, D_2^0$ ,  $D_1^0 = \{(\alpha_1, \alpha_2) : |\alpha_1 - \alpha_1^0| \leq b_1, |\varphi - \psi_0| \leq \theta\}$ ,

$$D_2^0 = \{(\alpha_1, \alpha_2) : |\alpha_1 - l_1 + \alpha_1^0| \leq b_1, |\varphi - \psi_0| \leq \theta\}.$$

Запишемо математичну модель дії опор на обичайку у вигляді одного виразу

$$q_2(\alpha_1, \alpha_2) = \begin{cases} A \cdot ch[a_1(\alpha_1 - \alpha_1^0)] \cdot ch[a_2(\alpha_2 - \alpha_2^0)], & (\alpha_1, \alpha_2) \in D_1^0, \\ A \cdot ch[a_1(\alpha_1 - l_1 + \alpha_1^0)] \cdot ch[a_2(\alpha_2 - \alpha_2^0)], & (\alpha_1, \alpha_2) \in D_2^0, \\ 0, & (\alpha_1, \alpha_2) \in \bar{D}_1^0, (\alpha_1, \alpha_2) \in \bar{D}_2^0. \end{cases} \quad (11)$$

Знайдемо розвинення функції (11) в ряд Фур'є

$$q_2(\alpha_1, \alpha_2) = \frac{4}{l_1 l_2} \sum_{k=1,3,\dots}^{\infty} \sum_{m=0}^{\infty} \varphi(\delta, k, m) \varepsilon_m A_{km} \sin\left(\frac{k\pi}{l_1} \alpha_1\right) \cos\left(\frac{m\pi}{l_2} \alpha_2\right), \quad (12)$$

$$\text{де } A_{km} = \frac{16Ab_1\theta}{l_1\pi} \sin\left(\frac{k\pi\alpha_1^0}{l_1}\right) \cos(m\psi_0) \cdot I_k^{(2)} I_m^{(3)} [1 - (-1)^k]$$

$$\text{тут } I_k^{(2)} = \frac{\frac{k\pi b_1}{l_1} ch(a_1 b_1) \sin\left(\frac{k\pi b_1}{l_1}\right) + (a_1 b_1)^2 sh(a_1 b_1) \cos\left(\frac{k\pi b_1}{l_1}\right)}{\left(\frac{k\pi b_1}{l_1}\right)^2 + (a_1 b_1)^2},$$

$$I_m^{(3)} = \frac{m\theta \cdot ch(a_2 R_0 \theta) \sin(m\theta) + (a_2 R_0 \theta)^2 sh(a_2 R_0 \theta) \cos(m\theta)}{(a_2 R_0 \theta)^2 + (m\theta)^2}.$$

Ряд (12) запишемо ще у такому вигляді

$$q_2(\alpha_1, \alpha_2) = \frac{-8A}{l_1\pi} \sum_{k=1,3,\dots}^{\infty} \sum_{m=0}^{\infty} \varepsilon_m \varphi_{km}^0 \sin\left(\frac{k\pi}{l_1} \alpha_1\right) \cos(m\varphi), \quad (13)$$

$$\text{де } \varphi_{km}^0 = -4b_1\theta \sin\left(\frac{k\pi\alpha_1^0}{l_1}\right) \cos(m\psi_0) I_k^{(2)} I_m^{(3)}.$$

Коефіцієнт  $A$  у формулі (13) можна виразити через вертикальну складову  $p_B$  контактного тиску на одній опорі

$$A = \frac{p_B a_1}{4R_0 \theta I_1^{(3)} sh(a_1 b_1) \cos\psi_0}. \quad (14)$$

Моделюючи роботу опори машини ОВТ-1В при використанні вихідних даних, які експериментально знайдені в роботі [5], можна представити графічну інтерпретацію цього процесу (рис. 6, а).

Нерівномірність контактного тиску на всій опорній площі підтверджується також в роботі [6]. Цей процес зумовлений невідповідними жорсткостями опорної основи та самої обичайки баку. Оптимальним було би використання площі опори із сталем

контактним тиском в кожній її точці. Якщо поставити таку умову, то для опори машини ОВТ-1В спостерігається значне зниження контактного тиску (рис. 6, б).

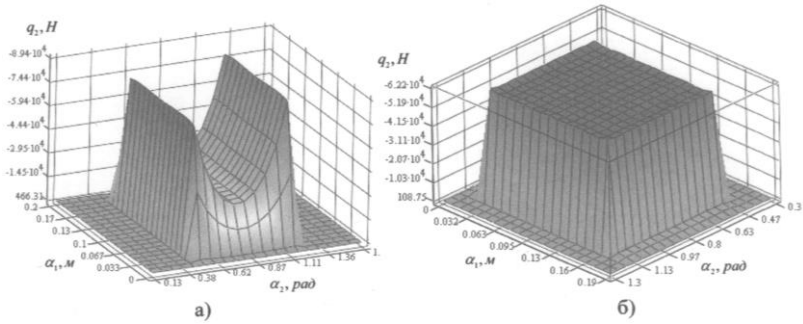


Рис. 6. Графічна інтерпретація дії опори на бак обприскувача

Тепер вираз навантаження перепишемо з врахуванням коефіцієнтів розвинення в ряди та ввівши дельта-функцію  $\varphi(\delta, k, m)$  для отримання гладких розв'язків

$$p(\alpha_1, \alpha_2) = \sum_{k=1,3,\dots}^{\infty} \sum_{m=0}^{\infty} \varphi(\delta, k, m) (p_{1km} + q_{1km} + q_{2km}) \sin\left(\frac{k\pi}{l_1} \alpha_1\right) \cos m\varphi, \quad (15)$$

де

$$\varphi(\delta, k, m) = \left[ \frac{\sin\left(\frac{\lambda_{1k}\delta}{2}\right)}{\frac{\lambda_{1k}\delta}{2}} \right]^2 \cdot \left[ \frac{\sin\left(\frac{\lambda_{2m}\delta}{2}\right)}{\frac{\lambda_{2m}\delta}{2}} \right]^2, \quad \delta = 2h/2 = h;$$

$p_{1km}, q_{1km}, q_{2km}$  - складові навантаження;  $p_{1km}$  - складова навантаження від дії ваги рідини і додаткового внутрішнього тиску (визначено

вище);  $q_{1km} = \frac{-8N_0}{R_0 l_1 \pi} \cdot \frac{2a_0 b_0 \sin\left(\frac{k\pi\alpha_1^0}{l_1}\right) \varepsilon_m}{(\pi - \varphi_0) sh(a_0 b_0)} I_k^{(2)} I_m^{(3)}$  - складова навантаження від дії бандажів за моделлю (9);

$q_{2km} = \frac{-8A}{l_1 \pi} \cdot 4b_1 \theta \sin\left(\frac{k\pi\alpha_1^0}{l_1}\right) \cos(m\psi_0) \varepsilon_m I_k^{(2)} I_m^{(3)}$  - складова навантаження від дії опор на резервуар за виразом (12).

Вертикальну складову  $p_B$  рівнодійної контактного тиску на одній опорі знайдемо з умови рівноваги всіх зовнішніх сил, що діють на резервуар

$$p_B = -N_0 \sin \varphi_0 - \frac{l_1 R_0^2 \pi \gamma \eta}{4}. \quad (16)$$

Таким чином, використовуючи практичний досвід [4-5] та розроблену методику, можна аналізувати напружений стан бака обприскувача в довільній точці. В роботі [5] знайдено напруження в зоні дії опори, розв'язуючи складну контактну задачу. Аналізуючи максимальні значення на краях опори, бачимо, що еквівалентні напруження сягають більше 220 МПа. Такі значення досягаються при вертикальному динамічному перевантаженні  $\eta = 3.6$  і є в околі границі текучості даного матеріалу бака. Нагадаємо, що бак машини ОВТ-1В виготовлено з *листа*  $\frac{Б - ПН 0 - 2,0 \text{ ГОСТ } 19904 - 71}{5 - 111 - Г 15 \text{ кл } \text{ГОСТ } 16523 - 70}$ , він має такі механічні характеристики: границя міцності  $\sigma_B = 380$  МПа; границя текучості  $\sigma_T = 230$  МПа.

Тому, зрозуміло, постає задача - з мінімальними затратами на модернізацію забезпечити більш оптимальні умови роботи опор.

З рис. 6,а видно, що при жорсткій опорі на її краях виникає суттєве підвищення контактної тиску. Для даної конструкції опорної основи це значення контактної тиску змінюється від 30 до 90 кН, тобто площа такої опори використовується нерівномірно. Було припущено, що необхідно створити сталий контактний тиск на всій опорі та побачили з рис. 6,б, що він загалом знижується приблизно на 30%. Постає питання: як домогтися сталості контактної тиску на всій опорній площині? Задача полягає у відшуканні такої, напевно, змінної товщини опори, при якій контактний тиск забезпечуватиметься сталим.

Для цього необхідно змоделювати роботу опор. Вважаємо, що опора це балка, що має сталу ширину і змінну товщину [1, 7]. По довжині серединна лінія балки має форму відрізка кола  $2S_0$ , радіуса  $R_0$  з центральним кутом  $2\theta$ ,  $S_0 = R_0 \theta$ .

Рівняння згину балки змінної товщини  $h_0 = h_0(\alpha_0)$  має вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{dQ_0}{d\alpha_0} = -2bq, \quad Q_0 = \frac{dM_0}{d\alpha_0}, \quad M_0 = -D_0 \frac{d^2 w_0}{d\alpha_0^2}, \\ \frac{d^2}{d\alpha_0^2} \left( D_0 \frac{d^2 w_0}{d\alpha_0^2} \right) = 2bq, \end{aligned} \quad (17)$$

де  $D_0 = \frac{bh_0^3 E_0}{6}$ ;  $E_0$  - модуль Юнга матеріалу;  $\alpha_0$  - тангенціальна

координата;  $q$  - контактний тиск;  $b$  - ширина опори.

Знайдемо розв'язок системи рівнянь (17), що задовольняє умови

$$Q_0(S_0) = 0, M_0(S_0) = 0. \quad (18)$$

Вважаємо із врахуванням умов контакту і симетричності навантаження, що заданими є прогин опори  $w_0(\alpha_0) = w(-\alpha_0)$  і контактний тиск  $q(\alpha_0) = q(-\alpha_0)$ .

Опускаючи проміжні викладення, приходимо до кінцевого виразу товщини опори

$$h^3 = \frac{12}{E_0} \frac{d^2 w_0}{d\alpha_0^2} \int_{-\alpha_0}^{S_0} (\alpha_0 - t) q(t) dt. \quad (19)$$

Якщо прийняти, що контактний тиск сталій  $q(\alpha_0) = A$ , то з (19) одержимо

$$h^3 = \frac{6}{E_0} \frac{d^2 w_0}{d\alpha_0^2} A (S_0 - \alpha_0)^2. \quad (20)$$

З допомогою пакету прикладних програм MathCAD для бака машини ОВТ-1В знаходимо змінну товщину опори, яка забезпечить сталість контактного тиску на всій опорній площині (рис. 7).

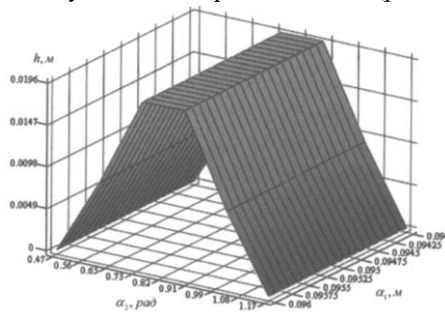


Рис. 7. Закон зміни товщини опори

Звідси видно, що в коловому напрямку опора має неоднакову товщину: максимальне значення її припадає на середину і становить близько 20 мм, а до країв, за наведеним законом (рис. 7), товщина зменшується до технологічно мінімальної. Причому ширина залишається рівною ширині базової опори, що становить  $2b_1 = 0.15$  м. Саме така опора не зможе по краях створювати піки контактного

тиску, він рівномірно розподілятиметься на всій її площині, тобто площа опори буде використовуватися максимально ефективно.

Далі за розробленою методикою знайдено еквівалентні напруження в зоні дії такої опори (рис. 8) на обичайку бака і порівняно їх значення з максимальними напруженнями, що наведені в роботі [5] для традиційної опори.

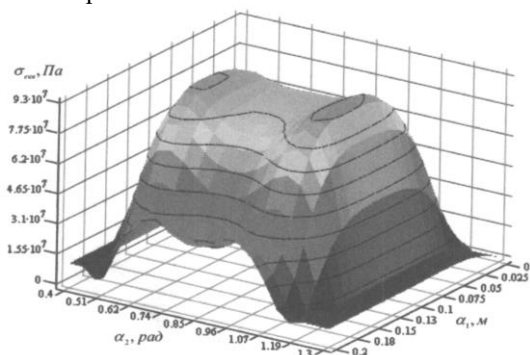


Рис. 8. Графік еквівалентних напружень обичайки бака в околі вдосконаленої опори

Якщо порівнювати знайдені максимальні значення напружень, то можна стверджувати, що при використанні опори змінної товщини, яка забезпечує сталий контактний тиск, вони знижуються більше як вдвічі.

**Висновок.** В роботі вирішена науково-технічна задача щодо підвищення міцності обичайки бака машини ОВТ-1В при закріпленні його до рами на опорах у вигляді ложементів. За аналізом міцності бака в околі опор встановлено, що максимальні еквівалентні напруження в зоні дії розробленої опори  $< 93 \text{ МПа}$  у порівнянні з максимальними значеннями на краях для традиційної опори -  $\approx 220 \text{ МПа}$ , тобто вони знижуються більше ніж вдвічі.

Даний факт доводить ефективність використання такого типу опор при проектуванні нових та модернізації існуючих конструкцій машин для хімічного захисту, а розроблена методика розрахунку дозволяє це реалізувати.

#### Література

1. Бабій А.В. Оптимізація конструктивних параметрів опор бака спеціального малогабаритного обприскувача: Дис... канд. тех. наук: 05.05.11. – Тернопіль, 2005. – 191 с.



2. Гольденвейзер А.Л. К вопросу о расчете оболочек на сосредоточенные силы // Прикл. математика и механика. – 1954. - Т. 18, вып. 2. – С. 181-186.

3. Моссаковский В.И., Гудрамович В.С., Макеев Е.М. Контактные взаимодействия элементов оболочечных конструкций. – Киев: Наук. думка, 1988. - 288 с.

4. Рибак Т.І. Підвищення надійності машин для хімічного захисту у рослинництві. - К.: Урожай, 1986.- 104 с.

5. Рибак Т.І. Пошукове конструювання на базі оптимізації ресурсу мобільних сільськогосподарських машин. – Тернопіль: Збруч, 2002. – 330 с.

6. Сухорольський М.А. Математичні моделі та методи механіки тонкостінних пружних тіл при локальних навантаженнях: Дис... док. фіз.-мат. наук: 01.02.04. – Львів, 2003. – 298 с.

7. Сухорольський М.А., Рибак Т.І., Бабій А.В. Взаємодія циліндричної оболонки з опорами змінної товщини // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – Тернопіль: ТДТУ, 2005. – Т. 10(№2). – С.5-10.

8. Рибак Т.І., Бабій А.В. Випадкові навантаження і втомне руйнування баків сільгоспхіммаш // Трибофатика. Збірник симпозиуму. – ТДТУ. – 2002. – Т.1. – С. 477 – 481.

УДК. 669.539

Т.І. Рибак, д.т.н., П.В. Попович, к.т.н., Н.І. Хомик, к.т.н.,

М.Я. Сташків, к.т.н., О.В. Ферендюк

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

## **ПОШУКОВЕ КОНСТРУЮВАННЯ БАЗОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ МОБІЛЬНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН**

*Робота стосується проблематики пошуку ефективних методик прогнозування надійності базових тримких конструкцій мобільних сільськогосподарських машин.*

Проблематика конструювання і виготовлення базових вузлів сільськогосподарських машин, особливо мобільних, на сучасному рівні пов'язана з оптимізацією їх елементів за матеріаломісткістю, геометрією побудови основних принципових схем та прогнозуванням ресурсу роботи. Загальновідомо, на сьогодні у світовій практиці

домінує принцип забезпечення обмеженого ресурсу тримких систем машин з встановленою імовірністю неруйнування, отже, значно підвищуються вимоги до точності оцінки ресурсу: помилки призводять до спонтанних передчасних відмов або до завищеної металоємності металоконструкції. Сучасні методи розрахунку довговічності елементів металоконструкцій сільськогосподарських машин, як правило, полягають у статистичному, або критеріальному, підході до оцінки міцності і дають неоднозначні результати прогнозованого терміну роботи машини.

Ресурс рамних металоконструкцій мобільних сільськогосподарських (с/г) машин обумовлює їх довговічність в цілому. Як правило, рами виготовляються шляхом зварювання їхніх складових, виготовлених з вуглецевої прокатної сталі. Основні види вузлів у зварних рамах — з'єднання прокатних профілів, які розміщені в різних комбінаціях: з безпосереднім з'єднанням чи із з'єднанням через додаткові елементи (накладки, косинки тощо). При роботі зварних вузлів рам с/г машин найменшу довговічність мають зварні з'єднання (ЗЗ), причому руйнування відбувається у біля шовної зони — так званої зони термічного впливу. Причина — посттемпературні зміни структури металу, різкі перепади жорсткості при переході від одного елементу вузла до іншого, велике скупчення зварних швів при їхній відносно малій довжині і розміщенні у різних площинах в місцях високих напружень від дії експлуатаційних навантажень, дефектність ЗЗ [1,2].

При проектуванні нових і модернізації існуючих с/г машин з точки зору оптимізації їхніх металоконструкцій за довговічністю відчутній ефект досягається шляхом вирішення проблематики аналітично - пошукового та експериментально - дослідницького характеру:

- точне моделювання динамічної навантаженості і, відповідно, НДС конструкцій 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, статистична обробка отриманого матеріалу;

- вироблення критеріїв оцінки міцності з позиції тріщиностійкості при мало і багатоцикловому втомному руйнуванні;

- формування і схематизація оптимізованих конструкцій з прогнозованим ресурсом роботи в цілому.

Прогнозування надійності тримких металоконструкцій зварних рам на стадії проектування вимагає проведення системи експериментів з метою створення моделі НДС конструкції, який відповідає реальним умовам експлуатації машин заданого класу. Ефективність розв'язання задач в значній степені залежить і визначається об'єктом і достовірністю експериментальних даних, тому, враховуючи, що дослідження навантаженості і НДС, як правило, здійснюються одночасно, необхідно дотримуватись загальних вимог до об'єкта дослідження і умов його експлуатації. Основою для створення моделей НДС конструкцій є натурні випробування с/г техніки а також напівнатурні експерименти на зразках, вибраних з реальних машин. Основні вимоги до методики проведення напівнатурних досліджень включають 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 обладнання.

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

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

2) із збільшенням перевантаження по відношенню до границі витривалості матеріалу зменшується ефективний коефіцієнт концентрації напружень, що може дати помилкову уяву про фактичну дію того чи іншого концентратора напружень у випадку тривалішої роботи деталі;

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

Завдяки дослідженням є 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 незначно відрізняються від малогабаритних зразків, виготовлених чи безпосередньо вирізаних із тих же профілів; характер епюр, також напрям дії сил залишаються без змін. Не змінюється і градієнт механічних властивостей за перерізом у зв'язку з аналогічною технологією виготовлення дослідних зразків [2].

Аналогічно, як і в натурних конструкціях, витривалість вирізаних (чи виготовлених) малогабаритних зразків у значній мірі залежить від сумарної (одночасної) дії наступних факторів: напруженого стану, спричиненого умовами навантаження, нерівномірності розподілення і концентрації напружень, впливу абсолютних розмірів, масштабного фактору, стану поверхневого шару і дію 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 складним 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, розробляються і виготовлюються спеціальні вимірювальні пристрої, типові та натурні 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 с/г причепів зокрема. Крім цього, забезпечується проведення випробувань на циклічну тріщиностійкість конструкційних матеріалів і натурних зразків виготовлених відповідно до реальної конструкції. Методика експериментальних досліджень реалізується здебільшого встановленням вимірювальних засобів під опори основних мас на

раму, вісь ходової частини, несучий каркас тієї чи іншої машин або агрегата за типовою схемою (рис.1) [1]. Реєстрація випадкових величин проводиться безпосереднім введенням числових даних в пам'ять комп'ютера з наступною статистичною обробкою і систематизацією. Визначення багатокомпонентних динамічних характеристик проводиться у відповідності до розміщення вимірювальних засобів залежно від об'єкта досліджень. Дослідження навантаженості проводиться за схемою і відповідно до режиму виконання технологічного процесу машинно-тракторним агрегатом. Визначення фактичних напружень в окремих перетинах і встановлення адекватності з аналітичними значеннями проводяться за методиками [3,4].

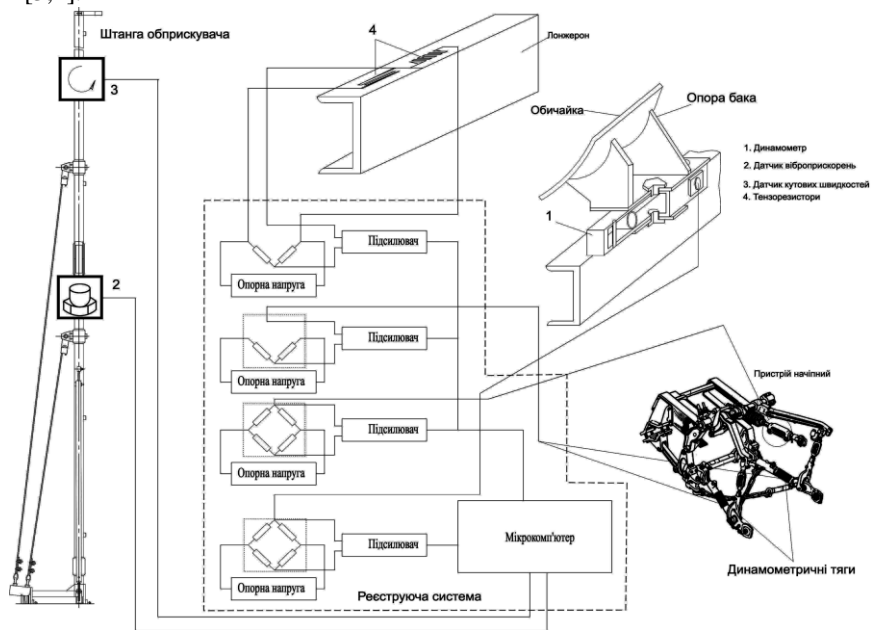


Рис. 1. Типова схема досліджень динамічних характеристик мобільних машин

Аналіз НДС рам с/г машин дозволяє знайти елементи, найбільш небезпечні з точки зору тріщиноутворення, наприклад, перетини, в яких високий рівень напруженості поєднується з наявністю концентраторів. На наступних етапах розрахунків доцільно провести аналітичні дослідження НДС рами з тріщиною у заданому елементі рами і експериментально визначити характеристики циклічної

тріщиностійкості для матеріалу розглядаємо металоконструкції, що розглядається, в умовах експлуатації.

Необхідні експериментальні випробування циклічної тріщиностійкості вузлів рам мобільних с/г машин проводяться на машинах, які забезпечують навантаження зразків певних розмірів при заданих частоті, амплітудні, асиметрії циклу та інших параметрах за заданою схемою навантаження. Необхідно, щоб приспособлення, які використовуються для закріплення зразків, з максимальною точністю відтворювали схему навантаження робочої частини зразка, а також забезпечували задану жорсткість і міцність у зоні прикладання навантаження. Типи зразків та схеми їх навантажень приймаються відповідно до поставленої задачі досліджень, розмірів та форми конструкції, з якої вирізаються зразки, механічних властивостей матеріалу, а також обладнання, яке застосовується в експерименті. Установки для досліджень оснащуються апаратурою для вимірювання максимального і мінімального навантаження, числа циклів навантаження, довжини тріщини, параметрів навколишнього середовища [5]. Точність проведення вимірів регламентується ГОСТ 25.502-79. Випробування рам мобільних с/г машин в переважній більшості випадків проводяться при однокомпонентному навантаженні, наприклад, згині зразка знакозмінним моментом, скручуванні тощо. Реалізація таких випробувань істотно спотворює картину навантаженості, так як у реальних експлуатаційних умовах має місце сумісна дія згину з крученням і одержані результати є недостатньо коректними.

Вітчизняна промисловість не випускає спеціалізованого устаткування для випробувань на втому великогабаритних рам (наприклад с/г транспортних причепів). Крім того, випробування натурних рам є дорогим заходом, що відрізняється високою енергоємністю і вартістю. Тому для зниження витрат на випробування переважними є випробування окремих зон конструкції, лімітуючих довговічність рами. Для цього необхідна розробка наукового підходу, що регламентує основні принципи натурального моделювання рам. Для експериментальних досліджень елементів тримких рам розроблено спеціальний стенд, який дозволяє відтворювати багатокомпонентне навантаження, наближене до експлуатаційного, разом з фіксацією початку утворення тріщини, як результату накопичення пошкоджень і її подальшою супроводжуючою візуальною реєстрацією катетометром. Стенд (установка) є машиною з механічним збуджувачем циклічних навантажень (рис. 2.а).

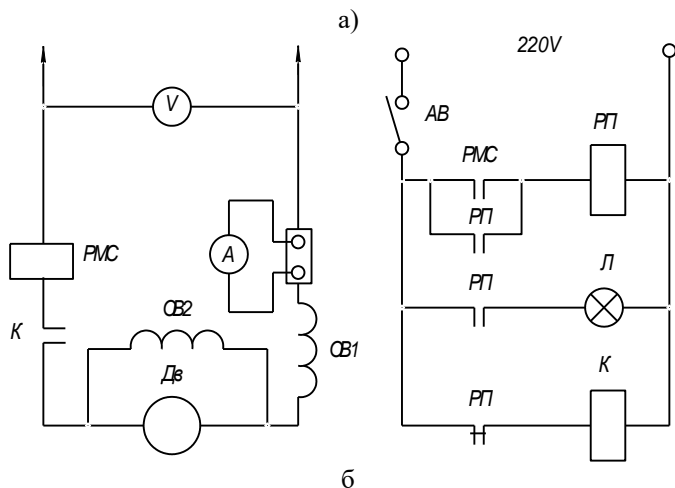
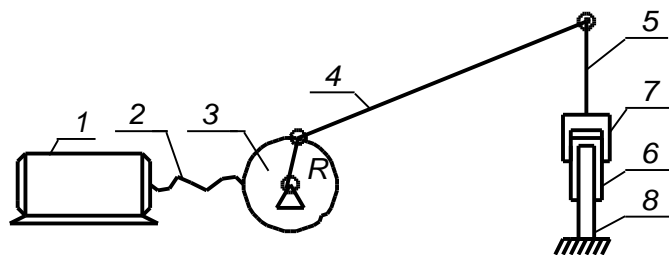


Рис. 2. Установка для проведення випробувань: а - функціональна схема установки; б - схема автоматичної реєстрації втомної тріщини

Принцип дії базується на перетворенні обертового руху вихідного вала електродвигуна постійного струму 1 на скручувальний рух тонкостінного зразка для випробувань 6. Зразок закріплюється у спеціальні тримачі – захвати 7, 8, які за допомогою механізму 4, 5, який приводиться рухом ексцентрика 3 через пасову передачу 2 у переміщення тонкостінного зразка за схемою стисненого кручення.

Величина переміщення залежить від радіуса ексцентрика R. Амплітуду навантаження, яке діє на зразок, можна регулювати, змінюючи радіус ексцентрика. Величина навантажуючого моменту залежить від геометричних характеристик тонкостінного зразка і кута його закручування. Кількість циклів фіксується спеціальним лічильником. Істотне значення має реєстрація моменту зародження втомної макротріщини а також граничного стану локальної моделі у

процесі досліджень. Найбільш доступним і таким, що забезпечує оцінку втомного пошкодження на будь-якому етапі випробувань зварних вузлів несучих систем, є метод, заснований на зміні потужності привідного електродвигуна установки [6, 7].

Згідно з відомими теоріями [5, 8, 9], в цілому увесь процес втомного руйнування ділиться на три етапи. На початковому етапі під дією змінних напружень в металі відбувається накопичення дефектів кристалічної ґратки, пов'язане із збільшенням щільності дислокацій. Стадія накопичення дефектів кристалічної ґратки триває протягом перших тисяч циклів деформацій, і її тривалість складає до 10% ресурсу зразка. При цьому відбувається втрата жорсткості зразка, пов'язана з порушенням міжатомних зв'язків. Найбільш тривалим є етап насичення, протягом якого відбуваються процеси взаємодії дефектів з підготовкою металу до руйнування. В результаті завершення вказаних процесів у внутрішніх об'ємах з досягнутою критичною щільністю дислокацій з'являються субмікроскопічні тріщини. Другий період руйнування характеризується практично незмінною енергією деформації зразка. Протягом третього періоду руйнування відбувається злиття субмікроскопічних тріщин в мікротріщини і розвиток магістральної тріщини, лімітуючої міцність і довговічність зразка. Виділення трьох етапів накопичення втомних пошкоджень дає можливість припущення про доцільність застосування електродвигуна установки як датчика у системі реєстрації рівня пошкоженості зразка [7]. Необхідно відзначити, що для цієї мети застосовується електродвигун постійного струму з паралельним збудженням, оскільки даний тип двигуна має "жорстку" характеристику. Для реєстрації моменту зародження втомної макротріщини враховується, що за умови забезпечення постійності напруги на електродвигуні і частоти вантаження зразка потужність є лінійною функцією струму. В цьому випадку реєстрація зародження макротріщини стає можливою при включенні в ланцюг якоря електродвигуна контактного амперметра або реле мінімального струму, з'єднаних з лампою як засобом сигналізації. На рис. 2, б показана схема автоматичної реєстрації втомної тріщини з світловою сигналізацією. У ланцюг електродвигуна 1 включено реле мінімального струму РМС. Налаштування реле проводиться в період випробувань локальної моделі, відповідній стадії "насичення". У момент появи втомної макротріщини починається зниження потужності (струму), споживаної електродвигуном, що призводить до спрацьовування реле. Замикаючий контакт РМС включає проміжне реле РП, яке через контактор К відключає електродвигун установки і



включає сигнальну лампу. Подальший ріст тріщини реєструється за допомогою катетометра КМ-8.

#### Література

1. Рибак Т. І. Пошукове конструювання на базі оптимізації ресурсу мобільних сільськогосподарських машин. – ВАР "ТВПК "ЗБРУЧ", 2003. – 332 с.
2. РТМ 23.2.75.- 82. Руководящий технический материал. Рамы сварные сельскохозяйственных машин. Конструкторско-технологическое проектирование. – Взамен РТМ 23.2.54. – 75; Введ. 01.01.82 – М.: ВИСХОМ, 1982. – 111 с.
3. Дарчук А.И. и др.. Усталостное разрушение и долговечность конструкций.- К.: Наукова думка, 1992.- 184 с.
4. Рибак Т.І. та інші. Випадкові величини (явища) та їх систематизація в аналітичних та експериментальних досліджень: Методичний посібник. - Тернопіль-Львів, 1998. - 52 с.
5. Панасюк В.В., Андрейкив А. Е., Ковчик С. Е. Методы оценки трещиностойкости конструкционных материалов. – Киев: Наук. думка, 1977. – 277 с.
6. Екобори Т. Физика, механика разрушения и прочность твердых тел. / Пер. с англ. – М.: Металлургия, 1989.- 486с., ил.
7. Миркитанов В. И., Щурин К.В. Мониторинг в системе усталостных испытаний металлоконструкций / Эксплуатационная надежность машин, роботов и модулей ГПС. Тез. докл. Всес. науч.-техн. конференции. - Свердловск, 1987. - С. 135 – 136.
8. Школьник Л.Е. Методика усталостных испытаний.–М.: Металлургия, 1978.-304с. , ил.
9. Иванова Е С. Усталостное разрушение металлов.- М.:Металлургия, 1963.-258 с.

*Рецензент д.т.н., проф. М.І. Підгурський*

І.Л. Роговський, к.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

## **МЕТОДИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ ПОТРЕБИ В ЗАСОБАХ ТЕХОБСЛУГОВУВАННЯ ОБЛАДНАННЯ ЛІСОВОГО КОМПЛЕКСУ**

*В статті представлено результати щодо методичних положень опису математичної моделі забезпечення потреби в засобах технічного обслуговування обладнання лісового комплексу.*

**Постановка проблеми.** В умовах сьогодення принципи функціонування техобслуговуючих форм обладнання лісового комплексу: безмонопоольність, творче підприємництво, високо продуктивність, малозатратність є лише добрими намірами, які потрібно ще запровадити за певних організаційно-технічних і правових умов.

Вважаємо, що технічне обслуговування і усунення несправностей парку обладнання підприємства лісового комплексу відбувається мобільним засобом. Можна вважати, що виникнення потреби на засоби носить випадковий характер.

Якщо потреба виникає в момент, коли мобільний засіб зайнятий виконанням інших потреб, які виникли раніше, то технічне обслуговування виконується з деяким запізненням. Величина запізнення залежить від характеру потреби і від конкретної виробничої ситуації. Відмови, що виникли в процесі експлуатації обладнання і спричинюють втрату працездатності, повинні бути усунені в першу чергу. Відмови, які спричинюють втрату справного стану обладнання, усуваються тоді, коли будуть усунені несправності, пов'язані з втратою працездатності, але перед заходами технічного обслуговування.

З іншого боку, в наслідок випадкового характеру виникнення відмов має місце простій мобільного засобу, так як зразу після усунення чергової несправності не можливо гарантувати наявність нової потреби на технічне обслуговування і усунення несправностей. Затримки в очікуванні обслуговування, як і простій мобільного засобу, можна оцінити визначеними затратами.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Існуючі методи розрахунку загальної організації техобслуговування [1] не враховують напрямку і вид діяльності лісового господарства [2], технології і термінів виробництва продукції лісового комплексу; не можливо

визначити об'єми робіт з ТО в розрізі календарних термінів і, як наслідок, фактичної потреби в робочій силі для конкретного господарства [3]. Існуючі методи підбора матеріально-технічної бази з технічного обслуговування для визначеного господарства базуються лише на кількісному складі обладнання даного господарства [4]. При цьому не враховується дійсна потреба в обладнанні господарств в залежності від конкретних умов виробництва та перспективної стратегії його економічної діяльності. Затрати мають протилежні тенденції при збільшенні кількості мобільних засобів: затрати, пов'язані з очікуванням початку обслуговування, зменшуються, а затрати, викликані простоем мобільного засобу, збільшуються (коефіцієнт їх використання зменшується).

**Мета дослідження.** Вбачається за доцільне визначити оптимальну потребу в мобільних засобах визначеного типу (комплектування), за якої сума затрат на утримання цих засобів і затрат, пов'язаних з простоем обладнання лісового комплексу в очікуванні обслуговування, будуть мінімальними. Інколи бажано також вибрати оптимальний тип мобільного засобу із декількох технологічно застосованих.

**Результати досліджень.** Описану вище ціль зобразимо моделлю масового обслуговування із такою конкретизацією загальних понять:

- джерело потреб – парк обладнання лісового комплексу, який експлуатується в лісовому господарстві для виробництва (виращування) продукції;
- потреба на обслуговування – потреба в усуненні відмов і проведенні технічного обслуговування;
- канал обслуговування – мобільний засіб.

Так як обслуговуванню підлягає значна кількість обладнання (трельовальні машини, плуги, садильні машини, трактори, автомобілі, деревообробні верстати тощо), то виправдано застосовувати відкриту систему масового обслуговування, яку називають також системою з необмеженими джерелами потреб). Тому доцільно припустити, що потреби на усунення відмов виникають в випадковий момент часу (тривалість інтервалу між виникненням двох потреб – показниково розподілена випадкова величина). Крім того, припускається, що робочий час мобільного засобу наближено співпадає з робочим часом обладнання, які обслуговуються (потреби виникають тільки в цей період).

З можливих дисциплін обслуговування приймемо відносний пріоритет, який характеризується тим, що кожне вже почате виконання

замовлення на ремонт завершується повністю. Тільки після звільнення мобільного засобу вибирається з черги наступні пріоритетні потреби.

Обслуговування прийнято однофазним з паралельними однорідними каналами, тобто одна потреба забезпечується одним мобільним засобом.

Тривалість усунення однієї відмови – випадкова величина. Обслуговування включає переїзд мобільного засобу до місця експлуатації обладнання. Тип розподілення тривалості обслуговування залежить від розташування обладнання, що експлуатується, по ділянкам лісового господарства та інтенсивності відмов конструктивних елементів цього обладнання.

Вказана система відрізняється від відкритої системи масового обслуговування з очікуванням в основному за двома властивостями: розподілення тривалості обслуговування не завжди підчиняється показниковому закону; деякі потреби характеризуються відносним пріоритетом.

Вихідні дані. Попередньо вкажемо що величини, які відносяться тільки до пріоритетних і непріоритетних потреб, позначимо, відповідно, індексами 1 і 2. Введемо такі параметри, які є вихідними даними або визначаються на їх основі:  $t_1, t_2$  – середня тривалість інтервалу між виникненням двох потреб;  $\tau_1, \tau_2$  – середня тривалість обслуговування однієї потреби;  $v(t)$  – коефіцієнт варіації тривалості обслуговування (відношення середнього квадратичного відхилення до середнього значення даної випадкової величини);  $\rho_1, \rho_2, \rho$  – завантаження, яке вказує на середню кількість повністю в часі зайнятих мобільних засобів і яке в нашій моделі рівне також середній кількості потреб, що одночасно обслуговується (завантаження визначається таким співвідношенням:  $\rho_1 = \tau_1/t_1$ ;  $\rho_2 = \tau_2/t_2$ ;  $\rho = \rho_1 + \rho_2$ ;  $S$  – кількість каналів обслуговування мобільних засобом). Для того, щоб мобільний засіб міг задовольнити всі потреби на обслуговування, повинно бути виконано умову  $S > \rho$ .

Введемо показники питомих затрат:  $C_\tau$  – питома вартість використання мобільного засобу, грн/годин (передбачається, що ця частина затрат однакова для пріоритетних і непріоритетних потреб);  $C_f$  – середня величина вартості однієї години простою мобільного засобу, грн/годин;  $C_1, C_2$  – збитки за одну годину простою обладнання від втрати продукції через порушення оптимальних агротехнічних термінів робіт у зв'язку з простоями, відповідно, пріоритетних і непріоритетних потреб.

Введемо також такі операційні характеристики, спосіб знаходження яких буде описано нижче:  $L_1(S)$ ,  $L_2(S)$ ,  $L(S)$  – середня довжина (середня чисельність потреб, які очікують початку обслуговування);  $T_1(S)$ ,  $T_2(S)$  – середній час очікування однієї потреби в черзі, включаючи потреби, яким не прийшлося очікувати початку обслуговування.

Функції мети. Критерієм оптимальності є середня величина сумарних затрат, які виникають у зв'язку з процесом обслуговування протягом одиниці часу роботи системи. Цю величину будемо мінімізувати. Можна припустити, що затрати прямо пропорційні тривалості даного стану, причому коефіцієнтом пропорційності є відповідні питомі затрати.

Всередньому одночасно зайняті обслуговуванням  $\rho$  мобільних засобів, інші в кількості  $S - \rho$  простоюють. Одночасно виконується всередньому  $\rho_1$  пріоритетних обслуговувань; сума тривалості обслуговування пріоритетних потреб в черзі представляє  $L_1(S)$  одиниць часу протягом одиниці робочого часу (аналогічно для непріоритетних потреб).

Цільову функцію, значення якої позначимо символом  $z(S)$  і названу повною, можна визначити з виразу:

$$z(S) = \rho \cdot C_r + (S - \rho) \cdot C_f + L_1(S) \cdot C_1 + L_2(S) \cdot C_2. \quad (1)$$

Вираз для операційних характеристик. Символом  $L(S, \rho)$  позначимо середню довжину черги для відкритої системи масового обслуговування  $M/(M/S)$  з очікуванням. Ця величина, яка залежить від кількості каналів  $S$  і від завантаження  $\rho$ , обчислюється за загальновідомою формулою:

$$L(S, \rho) = \frac{\rho^{S+1} \cdot P_0}{(S - \rho)^2 \cdot (S - 1)!}; \quad (S > \rho), \quad (2)$$

причому допоміжна величина  $P_0$  визначається за відношенням:

$$P_0 = \frac{1}{\sum_{i=0}^{S-1} \frac{\rho^i}{i!} + \frac{\rho^S}{(S - \rho) \cdot (S - 1)!}}. \quad (3)$$

Значення функції  $L(S, \rho)$  (в межах від 0,1 до 10) можна з достатньою для практики точністю визначити за номограмою [2].

Апроксимацію середньої довжини черги для системи з довільним розподіленням тривалості обслуговування представляємо за формулою:

$$L(S) \approx \frac{1 + [v(\tau)]^2}{2} \cdot L(S, \rho). \quad (3)$$

Середнє значення довжини черги пріоритетних і непріоритетних потреб отримуються після знаходження значення  $L(S)$  за формулою (4.16) із співвідношень:

$$L_1(S) = \frac{\rho_1 \cdot (S - \rho)}{\rho \cdot (S - \rho_1)} \cdot L(S), \quad (4)$$

$$L_2(S) = L(S) - L_1(S). \quad (5)$$

Середній час очікування тісно пов'язаний з середньою довжиною черги простим співвідношенням, яке виводиться з [2]:

$$T_1(S) = t_1 \cdot L_1(S), \quad (6)$$

$$T_2(S) = t_2 \cdot L_2(S). \quad (7)$$

Визначення оптимальної кількості мобільних засобів. При оптимізації застосовуємо спрощену цільову функцію, значення якої можна позначити символом  $z'(S)$ . Ця функція містить тільки ті члени повної функції  $z(S)$ , які залежать від величини  $S$ , що оптимізується:

$$z'(S) = S \cdot C_f + L_1(S) \cdot C_1 + L_2(S) \cdot C_2. \quad (8)$$

Різниця  $z(S) = z'(S) = \rho \cdot (C_r - C_f)$  має однакові значення для будь-якої кількості  $S > \rho$  мобільних засобів. Тобто, функції (1) і (8) приймають мінімальні значення при тій же кількості мобільних засобів, які позначимо символом  $S^{opt}$ .

Оптимальну кількість мобільних засобів можна визначити методом перебору. В першу чергу визначається мінімально допустима кількість  $S_{min}$  мобільних засобів, яка рівна ближчому цілому числу, що перевищує завантаження. Величина  $S_{min}$  задовольняє умову:

$$\rho = S_{min} \leq \rho + I. \quad (9)$$

Для  $S = S_{min}$  визначимо значення  $z'(S)$  за виразом (8). Величини  $L_1(S)$  і  $L_2(S)$  визначаються за формулами (4) і (5) із застосуванням апроксимації (3); необхідне значення  $L(S, \rho)$  за виразом (2) визначається за номограмою [2]. Потім кількість

мобільних засобів збільшується на одиницю і розрахунок  $z'(S)$  повторюється. Збільшення  $S$  продовжується до тих пір, поки затрати зменшуються. Якщо виходить  $z'(S+I) > z'(S)$ , то розрахунок припиняється. Оптимальна кількість  $S^{opt}$  відповідає мінімуму функції  $z'(S)$ . У винятковому випадку, якщо  $z'(S) = z'(S+I)$ , існують два альтернативні варіанти рішення:  $S^{opt} = S_{min}$  і  $S^{opt} = S_{min} + I$ .

Якщо вже після першого кроку розрахунку отримуємо  $z'(S+I) > z'(S)$ , тоді оптимумом є  $S^{opt} = S_{min}$ . Інколи можна закінчити процес збільшення  $S$  вже при  $z'(S-I) < z'(S)$ , якщо без обчислення значення  $z'(S+I)$  вже очевидно, що  $z'(S+I) > z'(S)$ . Достатньою умовою для цього є виконання на деякому кроці нерівності:

$$L_1(S) \cdot C_1 + L_2(S) \cdot C_2 < C_f. \quad (10)$$

Тоді величина затрат  $C_f$  на утримання додаткового  $(S+I)$ -го мобільного засобу буде більшою за суму затрат на очікування потреб при  $S$  мобільних засобах. Навіть при  $L_1(S) \cdot C_1 = L_2(S+I) = 0$  (якщо додавання засобів усунуло всі очікування) був би варіант з  $(S+I)$  мобільних засобів не вигідним.

Визначення питомих затрат  $C_1$  і  $C_2$  на практиці буває зазвичай доволі наближеним, тому відношення  $C_1/C_2$  в багатьох випадках можна оцінити з більшою достовірністю.

Перевірка чутливості отриманого оптимуму  $S^{opt}$  на зміну цих затрат обумовлена тим, що визначена чисельність кількість мобільних засобів є оптимум деякого діапазону значень  $C_1$  і  $C_2$ .

Символом  $C_2(S, S+I)$  позначимо граничне значення величини  $C_2$ , при якому оптимум є одночасно як  $S$ , так і  $S+I$  мобільних засобів. Припустимо, що відношення  $C_1/C_2$  було оцінено. Після підставлення формули  $\rho_1 = \tau_1/t_1$ ;  $\rho_2 = \tau_2/t_2$ ;  $\rho = \rho_1 + \rho_2$  в рівність  $z'(S) = z'(S+I)$  цю величину можна виразити таким чином:

$$C_2(S, S+I) = -\frac{C_f}{\frac{C_1}{C_2} \cdot L_1(S) - L_1(S+I) + L_2(S) - L_2(S+I)}. \quad (11)$$

Отримана вище  $S^{opt}$  і залишається оптимумом для всіх значень  $C_2$  в межах  $C_2(S^{opt} - I, S^{opt})$  до  $C_2(S^{opt}, S^{opt} + I)$ , припускаючи  $C_1/C_2 = const$  (при  $S^{opt} = S_{min}$  нижня межа є нульовою). Якщо цей діапазон широкий і загальна оцінка значення  $C_2$  знаходиться не дуже близько до однієї із вказаної межі, то далі уточняти оцінку  $C_2$  нема потреби. Аналогічним чином можна визначити граничне значення  $C_1(S, S + I)$  величини  $C_1$ ; в дійсності  $C_1(S, S + I) = C_2(S, S + I) \cdot C_1/C_2$ .

Висновки. Основою для створення системи технічного обслуговування обладнання лісового комплексу є методи спеціалізованого технічного обслуговування машин, які враховують конкретні умови лісгосподарського виробництва із застосуванням мобільних засобів; перебудова діючої матеріально-технічної бази підприємств; забезпечення товаровиробника технічними послугами в системі “придбання-експлуатація-техобслуговування”; вибір виконавця техобслуговування відбувається, виходячи з його технічних можливостей і фінансових можливостей власника обладнання, а запропоновані математичні моделі розрахунку потреби в мобільних засобах дозволять раціонально їх запровадити.

#### Література

1. Науменко О.А. Порівняльний аналіз організації технічного сервісу в Україні і за кордоном // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. – Харків: ХДТУСГ, 2001. – Вип. 8. – Т. 1. – С. 3–6.
2. Система технічного обслуговування обладнання лісового комплексу. Звіт про НДР (заключний) / Національний університет біоресурсів і природокористування України. – № держ. реєстр. 0107U012058. № держ. обл. 0209U002599. – К., 2008. – 119 с.
3. Роговський І.Л. Класифікація технологічних процесів техсервісу обладнання лісового комплексу // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2009. – Вип. 76. – Т. 1. – С. 136–142.
4. Плешков А.С. Концептуальность решений техсервисных задач в лесном хозяйстве. – Санкт-Петербург: Гладь, 2007. – 240 с.

*Рецензент, д.т.н., проф. В.П. Ковбаса*



## **ОСОБЛИВОСТІ УТВОРЕННЯ ТЕПЛОВИХ ПОТОКІВ ПІД ЧАС ЗМІЦНЕННЯ ВИСОКОШВИДКІСНИМ ТЕРТЯМ**

*Досліджено особливості характеру теплоутворення та деформування під час імпульсного зміцнення високошвидкісним тертям. Обґрунтовано суттєві переваги попутного способу обертання інструмента-диска відносно подачі деталі, що обробляється*

**Постановка проблеми.** Оброблення сталей високошвидкісним тертям - це перспективний метод поверхневого зміцнення сталей та чавунів. Суттєва модифікація шару за рахунок комбінованого термомеханічного оброблення, що відрізняється порівняно невеликою собівартістю, мотивує інтерес науковців до даного методу зміцнення. Розробленням цього методу зміцнення займалися: Бабей Ю. І., Кирилів В. І., Максимішин М. Д., Голубець В. М., Кірик М. Д., Євдокимова А. Н., Гурей В. М., Гурей І. В. та інші.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** В основу розроблення методу закладені дослідження температурно-силових характеристик механічного оброблення шліфуванням. Суть методу полягає у швидкому імпульсному нагріві ( $20000\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{с}$  та більше) поверхневих шарів деталі за рахунок тертя металевого диска, що обертається, та подальшого швидкого охолодження. Висока швидкість відведення тепла (до  $10000\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{с}$ ) з поверхневого шару відбувається за рахунок передачі його в середину деталі. Вказується [1], що час дії максимальних температур складає не більше  $(6\dots 10)\cdot 10^{-2}$  с при питомому тиску  $0,56\dots 0,73$  ГПа [2]. Швидкість інструмента-диска під час зміцнення  $50 - 70$  м/с, швидкість подачі деталі, що обробляється, становить  $0,03 - 0,18$  м/с.

Зміцнюючий інструмент-диск, швидко обертаючись, створює в зоні контакту з деталлю теплові потоки. За різними розрахунками [1, 3, 4] максимальна температура, що утворюється на поверхні деталі, складає  $800-1400\text{ }^{\circ}\text{C}$ . В роботі [4] була розв'язана фізична задача, результатами розв'язку якої є визначення максимальної температури в зоні контакту та характер розподілення її по ширині контакту.

Дослідження [1] вказують на те, що теплові потоки випереджають пляму контакту інструмента-диска та заготовки на

певну величину. Це відбувається за рахунок високої теплопровідності металу заготовки та низької швидкості взаємного переміщення з інструментом-диском. Значення температури перед диском та відстань, на яку теплові потоки випереджають пляму контакту, не вказується.

Температура, яка виникає в поверхневих шарах деталі, що обробляється, безсумнівно, є одним з головних чинників зміцнення фрикційним обробленням та вимагає виведення її на рівень прогнозованої величини за заданих параметрів процесу.

Процес утворення зміцненої структури під час оброблення високошвидкісним тертям має велику кількість факторів впливу, врахувати дію яких та взаємодію одного з іншим дуже складно. Тому для теоретичного визначення значень температури, розміру плями контакту інструмента-диска з деталлю або глибини зміцненого шару, що буде отриманий за певних режимних факторів, дослідники застосовують ряд спрощень. Так, під час розрахунку температури [1] приймається, що тіла абсолютно пружні та розмір контакту не змінюється. Але відомо, що абсолютно пружних тіл не існує, а розмір плями контакту під впливом динамічних навантажень та високих швидкостей ковзання буде різко зменшуватись [5]. Все це буде суттєво впливати на процеси, що мають місце під час зміцнення високошвидкісним тертям. Неврахований або спрощений фактор процесу, який має суттєвий вплив, очевидно, призводить до неадекватності побудованої моделі чи виведеної залежності.

**Метою дослідження** було експериментальне визначення того, чи має місце випередження теплових потоків плями контакту, а також чи досягає температура значень, за яких починають відбуватись фазові перетворення. Дані про це суттєво вплинуть на теоретичні розрахунки температури в зоні контакту, оскільки час дії температури, яка зумовлює  $\alpha-\gamma$  перетворення, значно збільшиться. Також важливою може бути інформація щодо характеру утворення зміцненого шару в міру проходження заготовки плями контакту.

Також метою даного дослідження було порівняти зміцнений шар, отриманий під час зустрічної та попутної подачі заготовки відносно вектора колової швидкості інструмента-диска. Розроблений нами спосіб зміцнення за попутної подачі призводить до суттєвого збільшення товщини зміцненого шару [6]. Аналіз характеру теплоутворень в зоні контакту може пояснити причини такої різниці в товщині.

**Результати дослідження.** Поставлену задачу вирішено за рахунок проведення експерименту. Під час оброблення плоского

зразка із заданою шириною контакту інструмент-диск був миттєво відведений від поверхні деталі. Отримана заготівка була розрізана вздовж середини зміцненої смуги. На поверхні, що утворилася після розрізання, зроблено шліф. Замір мікротвердості та товщини шару виконували на мікротвердомірі ПМТ-3. Об'єктмікрометр та мікрометричні гвинти на робочому столі ПМТ-3 дозволили також з достатньою точністю визначити довжину плями контакту та величину усаджування матеріалу зразка. Для визначення мікротвердості в зоні плями контакту була побудована умовна сітка, в якій відстань між вертикальними та горизонтальними лініями дорівнювала 50 мкм. На перетині ліній виконували замір значення мікротвердості. Для кращої візуалізації результатів дослідження зроблено креслення зони контакту в середовищі «Компас» з дотриманням всіх розмірів в масштабі.

Процес зміцнення характеризувався наступними параметрами: матеріал зразка – сталь 45; матеріал диска – титановий сплав; колова швидкість обертання інструмента-диска  $v = 68$  м/с; швидкість подачі заготовки  $v_s = 0,4$  м/хв; ширина контакту  $b = 4$  мм; сухе тертя; зусилля притискання в зоні контакту  $P = 450$  Н.

Поздовжній переріз зміцненого шару в зоні контакту інструмента-диска із заготівкою, отриманого за зустрічної та попутної подачі, показано на рис. 1.

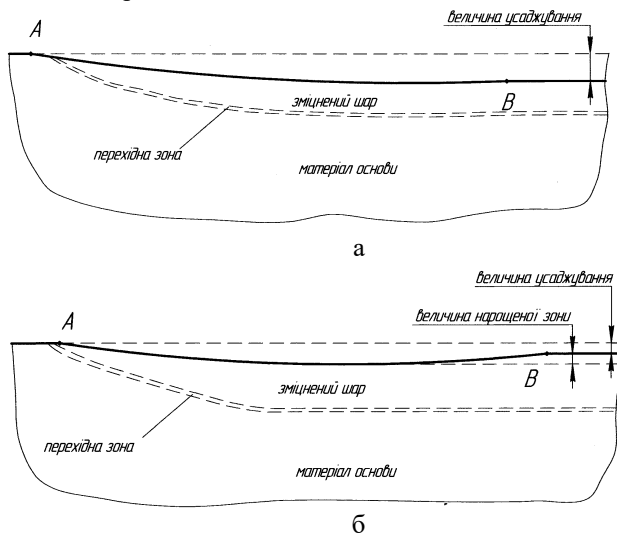


Рис. 1. Поздовжній переріз зміцненого шару в зоні плями контакту інструмента-диска (збільшення  $\times 20$ ): а – зустрічний спосіб подачі заготовки; б – попутний; крива А-В – пляма контакту

Для детальнішого представлення характеру зміни мікротвердості в зоні початку плями контакту (точка А) зобразимо дану ділянку зі збільшенням в 100 разів (рис. 2).

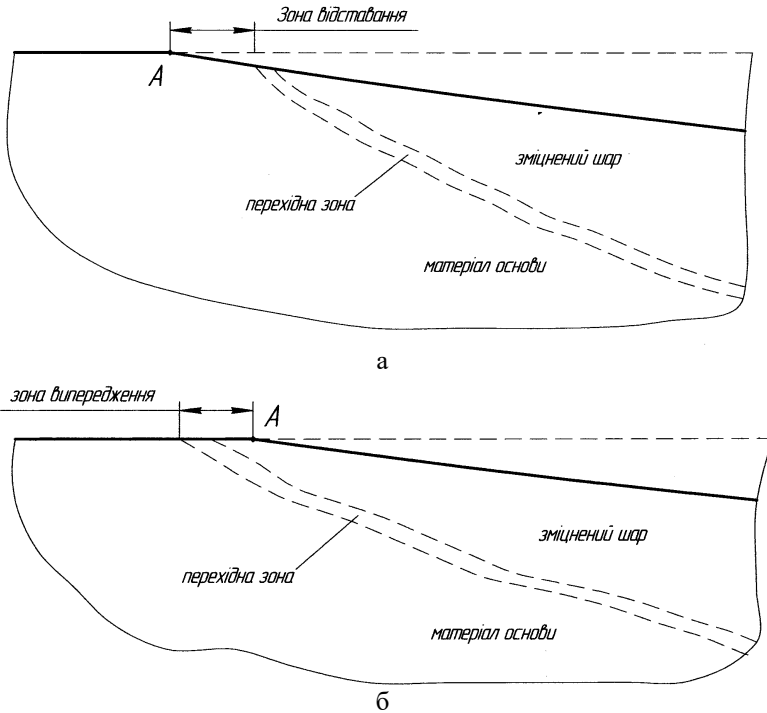


Рис. 2. Поздовжній переріз зміцненого шару в зоні початку плями контакту інструмента-диска (збільшення  $\times 100$ ): а – зустрічний спосіб подачі заготовки; б – попутний

На рис. 1, незалежно від способу подачі, зафіксовано зону зміцненого шару мікротвердість якого складає 9-11 ГПа. За цією зоною розміщується шар невеликої (50-70 мкм) перехідної зони від зміцненого шару до матеріалу основи. На рис. 1 і 2 ці зони розділені штриховою лінією. Загальна товщина зміцненого шару, відповідно до стандарту DIN 50190 (після точки В) склала 500-550 мкм для зустрічного способу подачі та 950-1000 мкм для попутного.

На рис. 1 відслідковується те, що у разі застосування попутної подачі товщина зміцненого шару в зоні плями контакту

більша, ніж у зустрічного, всього на 150-200 мкм, а після закінчення плями контакту (точка В) додатково зростає ще на 200-300 мкм. В роботах, присвячених дослідженню фрикційного зміцнення, не описано даного збільшення товщини шару після зони контакту. На нашу думку, це пов'язано з тим, що більшість дослідників застосовували саме зустрічний спосіб подачі. Ті, що застосовували попутний спосіб, не створювали великих зусиль в зоні контакту інструмента-диска з деталлю, і, відповідно, не отримали подібних деформацій поверхні або просто не досліджували повздовжнього перерізу зміцненого шару. Процес збільшення товщини шару після проходження інструмента-диска можна назвати ефектом нарощування зміцненого шару.

Величина усаджування, показана на рис.1, також різна. Для попутної подачі вона складає (170-200 мкм), а для зустрічної - (380-390 мкм). Як бачимо, для зустрічної подачі вона майже в два рази більша. Це значно звужує діапазон використання методу зміцнення, оскільки технологія виготовлення більшості деталей не передбачає таких великих припусків на оброблення.

Миттєве відведення інструмента-диска із зони контакту під час зміцнення також дозволило експериментально визначити довжину плями контакту. Подібна інформація становить неабияку цінність для дослідників процесів, що відбуваються в матеріалі під час фрикційного оброблення, оскільки від розміру плями контакту безпосередньо залежить кількість тепла, що виділяється внаслідок тертя. Зусилля та тиски, які зумовлюють деформації в поверхневих шарах заготовки, також значною мірою залежать від геометрії плями контакту диска з поверхнею деталі, що обробляється.

На рис. 2 показано початок плями контакту інструмента-диска (точка А). З аналізу рис. 2, а видно, що процеси фазових перетворень в поверхневих шарах металу у разі зустрічної подачі починають відбуватися з певним відставанням, час якого можна визначити, прирівнявши до швидкості подачі. Тобто, за даних умов не відбувається випередження тепловими потоками плями контакту або ці потоки не нагрівають поверхню зразка до температури початку  $\alpha - \gamma$  перетворень. В свою чергу, на рис. 2, б чітко видно, що наявне суттєве випередження плями контакту тепловими потоками з високими значеннями температури (вище точки  $A_{c3}$ ). Зона зміцнення, що утворилася раніше, ніж інструмент-диск увійшов в контакт з поверхнею заготовки, свідчить також про те, що значення температури в зоні контакту набагато перевищують температури початку фазових перетворень.

Аналізуючи характер утворення та товщину зміцненого шару (рис. 1 і 2) після фрикційного зміцнення з різними способами подачі, очевидно, що кращі температурно-силові умови для формування зміцнених шарів з високою мікротвердістю та великою товщиною мають місце саме у разі застосування попутного способу подачі.

**Висновки:**

1. Досліджено особливості характеру теплоутворення та деформування під час імпульсного зміцнення високошвидкісним тертям.

2. Частково обґрунтовано підвищення товщини зміцненого шару у разі застосування попутного напрямку обертання інструмента-диска відносно подачі заготівки.

Література

1. Бабей Ю. И. Физические основы импульсного упрочнения стали и чугуна. – К. : Наукова думка, 1988. – 237 с.

2. Кирилів В. І. Розробка методу поверхневого легування сталей при механоімпульсній обробці: дис...канд. тех. наук: 05.02.01 / Кирилів Володимир Іванович. - Львів, 1997. - 185 с.

3. Гурей І. В. Технологічне забезпечення якості та експлуатаційних властивостей виробів параметрами імпульсної фрикційної обробки: Дис... док. техн. наук: 05.02.08.- Тернопіль, 2002.- 429 с.

4. Волошинський А. А. Повышение стойкости тонких фрезерных ножей из малолегированных инструментальных сталей: дис...канд. тех. наук: 05.21.05 / Волошинский Александр Александрович. - Львів, 1988. - 180 с.

5. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия / Пер. с англ. – М.: Мир, 1989. – 510 с.

6. Рудь А. Особливості зміцнення високошвидкісним тертям з попутною подачею заготівки // Науковий вісник НЛТУ України : зб. наук.-техн. праць. – Львів : НЛТУ України. – 2009. – Вип. 19.3. - С. 120-125.

*Рецензент д.т.н. проф. М.Д. Кірик*

В. В. Сацюк, к.т.н., О.В. Голій, к.т.н.  
Луцький національний технічний університет

## **АНАЛІЗ РУХУ ЧАСТИНКИ СУМІШІ НА ПОВЕРХНЯХ СКАТНИХ ЛОТКІВ ЗМІШУВАЧА**

*В статті наведені результати дослідження руху частинки суміші на поверхнях скатних лотків змішувача. Виведені аналітичні залежності для визначення швидкості руху частинки на даних поверхнях.*

**Постановка проблеми.** Складність та випадковість, що супроводжують процес змішування, призводять до необхідності цілеспрямованого використання непрямих методів оцінки якості цього процесу. Тому для визначення інтенсивності процесу змішування на скатних лотках змішувача використовується коефіцієнт кратності переорієнтації взаємного положення частинок компонентів суміші. Для його визначення необхідно знання швидкості руху матеріалу на поверхні лотка змішувача [1].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** В працях [2, 3] розглянута теорія руху матеріальної частинки на гравітаційних поверхнях. Дана теорія справедлива для ідеально сипких матеріалів (питоме зчеплення частинок компонентів  $c = 0$ )

Результати дослідження фізико-механічних властивостей сапропелю та органо-мінеральних сумішей на його основі [4] показують, що для даних матеріалів існує питоме зчеплення частинок  $c$ , яке відмінне від нуля. Співставлення значень коефіцієнтів тертя показало, що коефіцієнт зовнішнього тертя більший від коефіцієнта внутрішнього. Звідси слідує, що рух матеріалу буде відбуватися не безпосередньо по поверхні скатного лотка змішувача, а по внутрішніх поверхнях матеріалу. Для опису процесу руху матеріалу на скатних лотках змішувача необхідно використовувати модель частинки із приведеними параметрами [5].

**Мета дослідження.** Метою статті являється створення математичної моделі руху частинки із приведеними параметрами сипкого зв'язного матеріалу на поверхнях скатних лотків змішувача.

**Результати дослідження.** Обґрунтування параметрів руху частинки суміші на поверхні скатних лотків з метою визначення її оптимальних геометричних параметрів і забезпечення тим самим найбільш інтенсивного процесу змішування компонентів проводимо,

застосувавши диференційне рівняння руху частинки (матеріальної точки). Для аналізу руху частинки введемо Декартову систему координат  $XOY$  у площині, в якій розміщується твірна поверхні скатного лотка. Вісь  $OY$  даної системи координат направлена по вертикалі в сторону дії сили ваги (рис.). В цій же площині введемо також натуральну систему координат із осями  $n$  і  $\tau$ . Положення осі  $n$ , дотичної до твірної поверхні скатного лотка відносно осі  $OY$ , визначається кутом  $\theta$ .

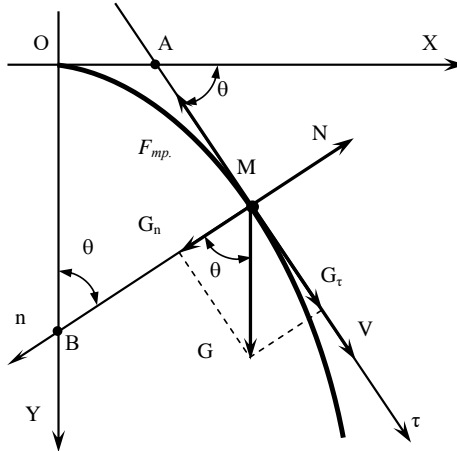


Рис. Схема до визначення параметрів руху частинки суміші на поверхні скатного лотка

При цьому на частинку діють такі сили:

- сила ваги  $G = mg'$ ;
- нормальна реакція опорної поверхні  $N$ ;
- сила тертя ковзання  $F_{mp} = c' + f_0 N$ ;
- відцентрова сила інерції  $F_i = m(V^2/\rho)$ ,

де  $m$  - маса частинки,  $g'$  - приведені значення прискорення вільного падіння [5],  $c'$  - приведена сила зчеплення частинки [5],  $f_0$  - коефіцієнт внутрішнього тертя,  $N$  - нормальна реакція,  $V$  - швидкість руху частинки,  $\rho$  - радіус кривизни твірної поверхні лотка в даному положенні.

Запишемо рівняння руху частинки суміші у проекціях на осі натурального триєдра:



$$\begin{cases} m \frac{dV}{dt} = G_{\tau} + N_{\tau} + F_{mp\tau} \\ m \frac{V^2}{\rho} = G_n + N_n + F_{mpn} \end{cases} \quad (1)$$

де  $G_{\tau}$ ,  $N_{\tau}$ ,  $F_{mp\tau}$  - проєкції, відповідно, сили ваги, нормальної реакції поверхні, та сили тертя на вісь  $\tau$ ;  $G_n$ ,  $N_n$ ,  $F_{mpn}$  - проєкції відповідних сил на вісь  $n$ .

Із аналізу прикладених сил (рис.) випливає, що  $G_{\tau} = G \sin(\theta) = mg' \sin(\theta)$ ;  $N_{\tau} = 0$ ;  $F_{mp\tau} = -F_{mp} = -(c' + f_0 N)$ ;  $F_{mpn} = 0$ ;  $N_n = -N$ ;  $G_n = G \cos(\theta) = mg' \cos(\theta)$ .

З урахуванням вищевикладеного та відомих з диференціального числення залежностей:

$$\frac{dV_{\tau}}{dt} = \frac{d\rho}{d\theta} \dot{\theta}^2 + \rho \ddot{\theta}; \quad \frac{V^2}{\rho} = \rho \dot{\theta}^2 \quad (2)$$

систему рівнянь (1) запишемо у такому вигляді:

$$\begin{cases} m \left( \frac{d\rho}{d\theta} \dot{\theta}^2 + \rho \ddot{\theta} \right) = mg' \sin \theta - (c' + f_0 N); \\ m \rho \dot{\theta}^2 = mg' \cos \theta - N. \end{cases} \quad (3)$$

Виключивши із системи (3) нормальну реакцію опорної поверхні  $N$ , отримаємо:

$$\left( \frac{d\rho}{\rho d\theta} - f_0 \right) \dot{\theta}^2 + \ddot{\theta} = \frac{1}{\rho} \left( g' \sin \theta - g' f_0 \cos(\theta) - \left( \frac{c'}{m} \right) \right), \quad (4)$$

при цьому

$$N = mg' \cos \theta - m \rho \dot{\theta}^2. \quad (5)$$

Для розв'язку диференційного рівняння (4) необхідне явне завдання функції радіуса кривизни твірної поверхні скатного лотка змішувача  $\rho = \rho(\theta)$ . Але для практичних розрахунків зручніше користуватись рівнянням твірної поверхні.

Встановимо залежність між радіусом кривизни  $\rho$  та рівнянням кривої  $y=f(x)$ . Для цього скористаємось відомою залежністю [6]:

$$\rho(x) = \frac{\left(1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2\right)^{3/2}}{\frac{d^2y}{dx^2}}. \quad (6)$$

Із побудови рис. видно, що кут між осями  $\tau$  та  $OX$  ( $\angle XA\tau$ ) рівний куту між осями  $n$  та  $OY$  ( $\angle YBn$ ). Звідси випливає, що  $\angle XA\tau = \theta$ .

На основі формули (6), враховуючи, що  $\frac{dy}{dx} = tg\theta$ , а

$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{1}{\cos^2\theta} \frac{d\theta}{dx}$ , отримаємо:

$$\rho(\theta) = \frac{\cos^2\theta (1 + tg^2\theta)^{3/2}}{\frac{d\theta}{dx}}. \quad (7)$$

Розглянемо випадок, коли кривою твірної є парабола, рівняння якої у Декартовій системі координат має вигляд:

$$y = p_0 x^2, \quad (8)$$

де  $p_0 = const$ .

Для параболи, що описується рівнянням (8), використовуючи правила диференційного числення, можна довести:

$$\frac{d\theta}{dx} = \frac{2p_0}{1 + (2p_0x)^2} = \frac{2p_0}{1 + (tg\theta)^2}. \quad (9)$$

Підставивши (9) у (7), отримаємо вираз для визначення радіуса кривизни твірної  $y = p_0 x^2$  як функції від кута  $\theta$ :

$$\rho = \frac{\cos^2\theta (1 + tg^2\theta)^{3/2} (1 + (tg\theta)^2)}{2p_0}. \quad (10)$$

Після спрощення отримаємо:

$$\rho = \frac{1}{2p_0 \cos^3\theta}. \quad (11)$$

Тоді

$$\frac{d\rho}{d\theta} = 3\rho tg\theta. \quad (12)$$

Диференційне рівняння (4) руху частинки на лотку у випадку, коли твірна поверхні має форму параболи  $y = p_0 x^2$ , з урахуванням (11) та (12), запишемо у вигляді:

$$(3tg\theta - f_0) \cdot \dot{\theta}^2 + \ddot{\theta} = 2p_0 \cos^3 \theta \cdot \left( g' \sin \theta - g'f_0 \cos \theta - \frac{c'}{m} \right). \quad (13)$$

Для інтегрування такого диференційного рівняння скористаємося підстановкою:

$$\dot{\theta}^2 = z, \quad (14)$$

де  $z$  - функція кута  $\theta$ .

Продиференціювавши за часом останню залежність, отримаємо:

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{2} \frac{dz}{d\theta}. \quad (15)$$

З урахуванням вищенаведених перетворень рівняння (13) набере вигляду:

$$2\xi(3tg\theta - f_0) + \frac{dz}{d\theta} = 4p_0 \cos^3 \theta \left( g' \sin \theta - g'f_0 \cos \theta - \frac{c'}{m} \right). \quad (16)$$

Отримане рівняння (2.66) є рівнянням типу Бернуллі [6]. Рішення цього рівняння будемо шукати у вигляді добутку двох функцій:

$$z = Q(\theta) \cdot U(\theta), \quad (17)$$

де  $Q(\theta)$  - будь-яка функція, відмінна від нуля, яка задовольняє рівняння:

$$\frac{dQ}{d\theta} + 2(3tg\theta - f_0)Q = 0. \quad (18)$$

Взявши до уваги, що  $\frac{d\xi}{d\theta} = Q \frac{dU}{d\theta} + \frac{dQ}{d\theta} U$ , рівняння (16)

запишемо у такому вигляді:

$$\begin{aligned} & 2(3tg\theta - f_0)QU + Q \frac{dU}{d\theta} + \frac{dQ}{d\theta} U = \\ & = 4p_0 \cos^3 \theta \cdot \left( g' \sin \theta - g'f_0 \cos \theta - \frac{c'}{m} \right). \end{aligned} \quad (19)$$

Або

$$\left[ \frac{dQ}{d\theta} + 2(3tg\theta - f_0)Q \right] U + Q \frac{dU}{d\theta} =$$

$$= 4 p_0 \cos^3 \theta \cdot \left( g' \sin \theta - g' f_0 \cos \theta - \frac{c'}{m} \right). \quad (20)$$

У вищенаведеній залежності (20) вираз, що знаходиться у квадратних дужках, рівний нулю, оскільки задовольняє рівняння (2.68). Для знаходження функції  $Q(\theta)$  розглянемо розв'язок диференційного рівняння (18). Таке рівняння є однорідним із розділюючими змінними. Після розділення змінних рівність (18) матиме вигляд:

$$\frac{dQ}{Q} = -2(3tg\theta - f_0)d\theta. \quad (21)$$

Звідки

$$\ln|Q| = 6 \ln|\cos \theta| + 2f_0\theta. \quad (22)$$

Використовуючи властивості логарифмів, рівняння (22) можна спростити до такого вигляду:

$$Q = e^{2f_0\theta \cdot \cos^6 \theta}. \quad (23)$$

Підставимо в (20) вираз (23) і отримаємо рівняння для визначення  $U(\theta)$ :

$$e^{2f_0\theta \cos^6 \theta} \cdot \frac{dU}{d\theta} = 4 p_0 \cos^3 \theta \cdot \left( g' \sin \theta - g' f_0 \cos \theta - \frac{c'}{m} \right). \quad (24)$$

Звідки

$$U = 4 p_0 g' \int e^{-2f_0\theta \cos^6 \theta} \cdot \cos^3 \theta \cdot \left( \sin \theta - f_0 \cos \theta - \frac{c'}{mg'} \right) d\theta. \quad (25)$$

Розглянемо розв'язок інтеграла

$$I_1 = \int e^{-2f_0\theta \cos^6 \theta} \cdot \cos^3 \theta \cdot \left( \sin \theta - f_0 \cos \theta - \frac{c'}{mg'} \right) d\theta, \text{ що входить у рівняння} \quad (25).$$

Скориставшись показниковим рядом, цей інтеграл можна представити у такому вигляді, якщо обмежитись першими двома членами ряду:

$$I_1 = \int \left( 1 - 2f_0\theta \cos^6 \theta \right) \cos^3 \theta \cdot \left( \sin \theta - f_0 \cos \theta - \frac{c'}{mg'} \right) d\theta. \quad (26)$$

Застосуємо правила інтегрування суми та метод інтегрування по частинах, після спрощень отримаємо:

$$\begin{aligned}
I_1 = & - \left\{ \frac{1}{4} \cos^4 \theta + f_0 \left[ \sin 2\theta \left( \frac{1-5f_0\theta}{75} (3\cos^3 \theta + 4\cos \theta) + \frac{1}{8} \cos^2 \theta + \right. \right. \right. \\
& + \left. \left. \frac{3}{16} \right) - 2 \frac{f_0 + 5\theta}{25} \cos^5 \theta + 16 \frac{1-5f_0\theta}{75} \sin \theta - \frac{8f_0}{45} (\cos^3 \theta + 6\cos \theta) + \right. \\
& \left. \left. + \frac{3}{8} \theta \right] + \frac{c'}{mg'} \left( \sin 2\theta \left( \frac{1}{6} \cos \theta - \frac{f_0\theta}{4} \cos^2 \theta - \frac{3f_0\theta}{8} \right) - \frac{f_0}{8} \cos^4 \theta - \right. \\
& \left. \left. - \frac{3}{8} f_0 \cos^2 \theta + \frac{2}{3} \sin \theta - \frac{3}{8} f_0 \theta^2 \right) \right\} + C, \quad (27)
\end{aligned}$$

де  $C$  - стала величина, яка визначається з початкових умов руху частинки на поверхні скатного лотка.

На основі (2) з урахуванням (11), (14), (17), (23), (25), (27) отримаємо:

$$\begin{aligned}
V^2 = & \frac{1}{4p_0^2 \cos^6 \theta} e^{2f_0\theta \cos^6 \theta} \left( C - 4p_0 g' \cdot \left\{ \frac{1}{4} \cdot \cos^4 \theta + f_0 \left[ \sin 2\theta \left( \frac{1-5f_0\theta}{75} \times \right. \right. \right. \right. \\
& \times \left( 3\cos^3 \theta + 4\cos \theta \right) + \frac{1}{8} \cos^2 \theta + \frac{3}{16} \right) - 2 \frac{f_0 + 5\theta}{25} \cos^5 \theta + 16 \frac{1-5f_0\theta}{75} \sin \theta - \\
& - \frac{8f_0}{45} (\cos^3 \theta + 6\cos \theta) + \frac{3}{8} \theta \left. \right] + \frac{c'}{mg'} \left( \sin 2\theta \left( \frac{1}{6} \cos \theta - \frac{f_0\theta}{4} \cos^2 \theta - \frac{3f_0\theta}{8} \right) - \right. \\
& \left. \left. - \frac{f_0}{8} \cos^4 \theta - \frac{3}{8} f_0 \cos^2 \theta + \frac{2}{3} \sin \theta - \frac{3}{8} f_0 \theta^2 \right) \right\}. \quad (28)
\end{aligned}$$

Сталу інтегрування  $C$  визначимо із виразу (28), враховуючи, що при  $t=t_0$  -  $\theta=\theta_0$ ,  $V=V_0$ .

$$\begin{aligned}
C = & \frac{4p_0^2 V_0^2 \cos^6 \theta_0}{e^{2f_0\theta_0 \cos^6 \theta_0}} + 4p_0 g' \left\{ \frac{1}{4} \cos^4 \theta_0 + \right. \\
& f_0 \left[ \sin 2\theta_0 \left( \frac{1-5f_0\theta_0}{75} (3\cos^3 \theta_0 + 4\cos \theta_0) + \frac{1}{8} \cos^2 \theta_0 + \frac{3}{16} \right) - \right. \\
& - 2 \frac{f_0 + 5\theta_0}{25} \cos^5 \theta_0 + 16 \frac{1-5f_0\theta_0}{75} \sin \theta_0 - \frac{8f_0}{45} (\cos^3 \theta_0 + 6\cos \theta_0) + \\
& \left. \left. \frac{3}{8} \theta_0 \right] + \frac{c'}{mg'} \left( \sin 2\theta_0 \left( \frac{1}{6} \cos \theta_0 - \frac{f_0\theta_0}{4} \cos^2 \theta_0 - \frac{3f_0\theta_0}{8} \right) - \right. \\
& \left. \left. - \frac{f_0}{8} \cos^4 \theta_0 - \frac{3}{8} f_0 \cos^2 \theta_0 + \frac{2}{3} \sin \theta_0 - \frac{3}{8} f_0 \theta_0^2 \right) \right\}. \quad (29)
\end{aligned}$$

Із залежності (28) видно, що із збільшенням значення сили зчеплення частинок швидкість руху частинки зменшується. Дану залежність можна також використовувати для дослідження параметрів руху абсолютно-сухого матеріалу, при цьому  $c' = 0$ , а  $g' = g$ .

**Висновки.** Запропонований підхід на основі моделі частинки із наведеними параметрами дозволяє отримати залежності для визначення швидкості руху частинки матеріалу по гравітаційних поверхнях. Причому дана теорія справедлива як для ідеально-сипких матеріалів, так і матеріалів із питомим зчепленням частинок.

#### Література

1. Сацюк В.В. Аналіз процесу змішування матеріалів на скатних лотках змішувачів // Наукові нотатки: Міжвузівський збірник за напрямом „Інженерна механіка”. – Вип. 11. – Луцьк: Луцький державний технічний університет, 2002. - С.255–259.
2. Василенко П.М. Теория движения частиц по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин / Укр. Акад. С.-х. Наук. – Киев, 1960 – 283с.
3. Заика П.М. Избранные задачи земледельческой механики. – Киев: Издательство УСХА, 1992. – 512с.
4. Сацюк В.В. Результати дослідження фізико-механічних властивостей сапропелю та органо-мінеральних сумішей на його основі // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. - Вип. 11.-Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2003. – С.101–106.
5. Сацюк В.В. Модель частинки із приведеними параметрами, що враховує силу зчеплення частинок / Тези ХІХ-ї науково-технічної конференції професорсько-викладацького складу (технічний напрям). – Луцьк: Навчально-науковий відділ ЛДТУ, 2004 – С. 119-120.
6. Пискунов Н.С. Дифференциальное и интегральное исчисления для втузов. - Т.1. – М. : Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1985. – 432с.

*Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух*

## ПОРІВНЯЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ШНЕКОВИХ ТУКОВИСІВНИХ АПАРАТІВ

*У статті приведені результати порівняльних досліджень шнекових туковисівних апаратів. Описані принципи роботи оригінальної конструкції шнекового туковисівного апарата, що забезпечать рівномірність розподілу добрив у рядку.*

**Постановка проблеми.** Задоволення зростаючих потреб населення сприяє інтенсифікації виробництва сільськогосподарської продукції, а отже, використанню сировинних і енергетичних ресурсів землі. Тому актуальним є комплекс заходів, що спрямовані на підтримання бездефіцитного колообігу елементів живлення в землеробстві, важлива роль при цьому належить застосуванню добрив під сільськогосподарські культури. Випробування і дослідження машин і апаратів для висіву туків в процесі їх роботи впливають на розвиток і удосконалення техніки внесення добрив, що в своє чергу впливає на відновлення родючості ґрунту. Аналіз машин для внесення добрив показує, що цей процес забезпечується в основному дозуючими, розподіляючими і розсіюючими робочими органами.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Вивченням дії туковисівних апаратів на різних етапах розвитку технології процесів роботи займалися і займаються такі видатні вчені, як І.Б. Баранов, П.М.Василенко, В.П. Горячкін, П.М. Заїка, М.Л. Кругляков, С.І.Лісовенко, І.І. Моїсєєв, І.В. Павловській та ін. Проте найбільш вивчений вплив конструктивних параметрів і режимів роботи відцентрових дисків на нерівномірність внесення добрив, а за впливом на цей параметр дозуючих і розподіляючих елементів туковисівних систем даних порівняно мало.

**Метою дослідження** є знаходження шляхів щодо покращення параметрів дозуючих і розподіляючих елементів шнекових туковисівних апаратів.

**Результати дослідження.** В порівнянні з іншими туковисівними апаратами шнековий має нерівномірність та нестійкість висіву при роботі з сухими сипкими гранульованими добривами значно нижче допустимих АТВ 8%. Проте при роботі з вологими

добривами шнеки залипають. Крім того, спостерігається утворення склепіння у бункері та пульсуючий висів.

Для усунення цих недоліків була розроблена конструкція шнекового туковисівного апарата АТП-2 (рис. 1) [1].

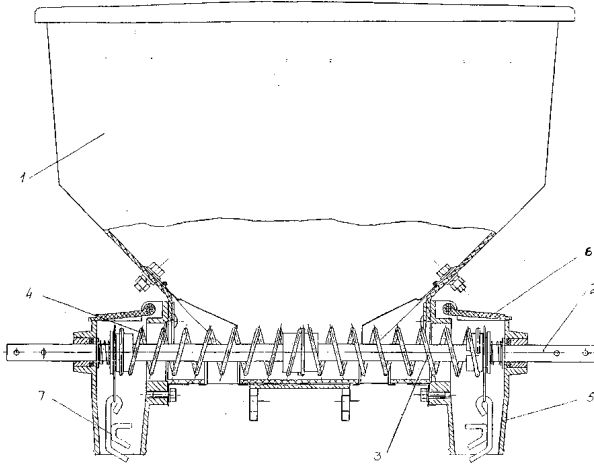


Рис. 1. Шнековий туковисівний апарат АТП-2 заводу "Червона зірка":  
1 - бункер; 2 - вал; 3 - правий шнек; 4 - лівий шнек; 5 - лійка;  
6 - кришка; 7 - серга-розсіювач

Цей апарат відрізнявся від інших тим, що шнековий вал апарата мав замість суцільних шнеків закріплені до вала пружини стиснення 3 та 4. В середині лійок розташовані серги-розсіювачі 7 потоку туків. При випробуваннях цей апарат показав високу якість висіву (нерівномірність та нестійкість висіву не перевищувала 3%). Він не тільки добре висівав вологі добрива і їх суміші, але й ретельно подрібнював добрива, які зляглися, при чому краще працює цей апарат з кроком пружин 19-28 мм. У апарата АТП-2 в непрацюючому стані інколи спостерігається вільне витікання добрив.

Крім того, апарат АТП-2 не забезпечив вирівнювання пульсуючого потоку туків, а отже, й рівномірного розподілення добрив у рядку. Цей недолік було підтверджено проведеними нами лабораторно-стендовими дослідженнями (рис.2) [2].

Необхідно відзначити, що мінеральні добрива, з одного боку, сприяють підвищенню родючості, а з іншого, зокрема азотні, - є агресивними за дією на ґрунт, можуть призвести до значного забруднення ґрунту нітратами, нітритами тощо, тому вимоги щодо забезпечення якомога вищої рівномірності їх внесення є важливим.



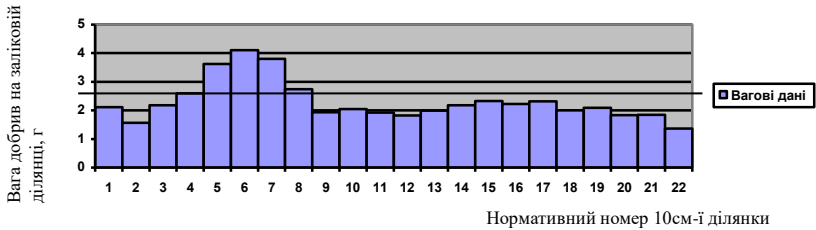


Рис. 2. Результати дослідження висіву за один оберт шнека шнекового туковисівного апарата АТП-2 (шнек з дроту діаметром 4 та кроком 18)

Щоб уникнути пульсуючого потоку туків, нами було розроблено модернізований шнековий туковисівний апарат (рис. 3).

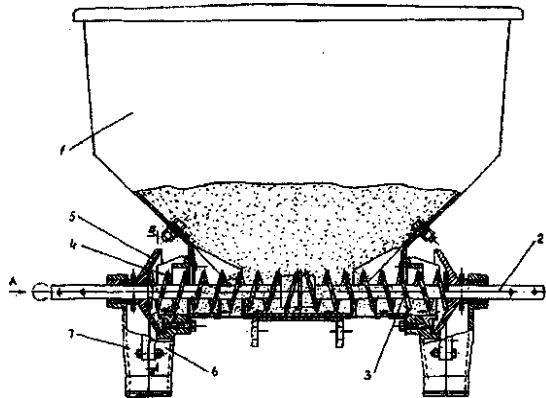


Рис. 3. Модернізований шнековий туковисівний апарат: 1 - бункер; 2 - вал; 3 - правий шнек; 4 - лівий шнек; 5 - диск; 6 - корпус лійки; 7 - кришка лійки

Особливість запропонованого туковисівного апарату полягає в тому, що для усунення пульсуючого висіву туків встановлені на торцях шнеків валу диски 5, корпуси 6 з дозуючими отворами, закритими кришками лійок 7 (рис. 3). У нижній частині дозуючого вікна, на його крайці, зроблено вузький проріз, ширина якого більша за максимальний розмір часток туків, які висіваються, а нижню частину дисків охоплюють донці.

Працює туковисівний апарат наступним чином. При обертанні вала 2 з шнеками 3 та 4 туки від середини бункера 1 переміщуються

витками шнеків 3 та 4 до дозуючих вікон, де вони скидаються у накопичувальні камери, які створені дисками 5 та корпусами 6 з донцями, а для більш рівномірного наповнення туками накопичувальних камер частина з них подається через проріз.

Туки з накопичувальних камер рівномірно скидаються у борозну обертаючими дисками 5 за рахунок фрикційних (тертьових) сил об їх поверхні, що підтверджено проведеними нами лабораторно-стендовими дослідженнями (рис.4).

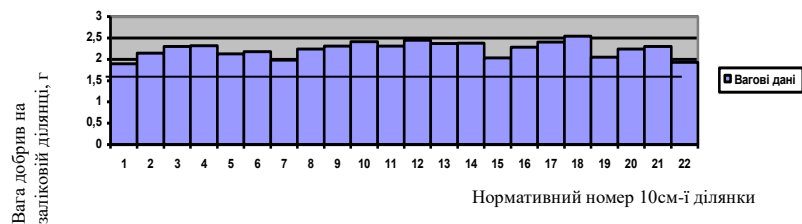


Рис. 4. Результати дослідження висіву за один оберт шнека модернізованого шнекового туковисівного апарата (шнек з доту діаметром 4 та кроком 18)

**Висновки.** Отже, модернізований туковисівний апарат відрізняється від існуючого тим, що на валу у торці шнеків у лійках закріплені диски, діаметр яких більший за зовнішній діаметр шнеків. Крім того, у нижній частині диски обхоплені донцями корпусів, а у нижній частині дозуючих отворів на їх крайках виконані вузькі прорізи, ширина яких більша за максимальний розмір часток, які висіваються. Таким чином, ліквідується недолік апарата АТП-2 стосовно вільного висипання туків при непрацюючому апараті, а також досягається необхідна рівномірність скиду добрив у тукопроводи, що значно покращує рівномірність розподілу добрив у рядку.

#### Література

1. Мордухович Д.И., Томпаков А.Е. Туковывсевающие аппараты // Механизация и электрификация с-х.-1984.-№8.-С.60-61.
2. Осипов І.М., Сисоліна І.П. Нове в методиці визначення якості висіву туковисівними апаратами // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин / КНТУ, 2007. - Випуск 37, 1.- С.122-125.

*Рецензент д.т.н., проф. В.М. Сало*

І.Я.Стадник, к.т.н.

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

## ПРОГНОЗУВАННЯ ЯКОСТІ ПРОЦЕСУ ЗАМІШУВАННЯ НА НОВІЙ ТІСТОМІСИЛЬНІЙ МАШИНІ

*Розкрито оцінку перспективності методом прогнозування принципів функціонування нових технологічних і технічних рішень на першому етапі нової тістомісильної машини. Дотримано основну умову наукової обґрунтованості планування з відображенням їх реальності при використанні прогнозів процесу замішування на тістомісильній машині та можливість використання при прийнятті рішень.*

**Постановка проблеми.** Швидке впровадження у промислову практику технологічних процесів, які проходять у завислому стані, пояснюється тим, що при даному методі ведення процесу створюються сприятливі умови для його інтенсифікації, збільшується міжфазна поверхня дотику, покращуються теплообмін і масообмін, зменшується розхід енергії на подолання гідравлічного опору системи, створюються умови переходу від процесів періодичних до неперервних.

До таких технологічних процесів відноситься процес замішування тіста. Якість замішування оцінюється різними показниками: дискретністю, пластичністю, структурою, технологічною якістю суміші і раціональним проходженням наступних технологічних операцій. При класичному проведенні замішування можна виділити три характерні стадії: 1- механічне змішування і аерація, в результаті яких відбувається рівномірне розподілення компонентів по всій масі; 2 – гідролітична дія вологи на сухі компоненти(борошно); 3 – структуроутворення, формування білкового каркасу тіста, який визначає його газо- і формоодержуючу властивість [1,2].

**Аналіз останніх результатів досліджень.** В промисловій практиці замішування з'явилися нові, більш прогресивні технологічні методи взаємодії твердої фази з рідиною у вільному падінні. Так за технологією «Rapidoget» від фірми «Diosna» розроблені Берхардом Ноллем частинки борошна у вільному падінні зустрічаються із рідкими компонентами, які мають швидкість витікання із сопел 200-500 км/год, змочуються, вдаряються в стінки змішувальної камери під високим тиском, взаємодіють і утворюють тісто. Принцип вільного падіння, вібраційної дії, механічної дії на процес замішування

поєднано в конструкції нової тістомісильної машини дискретної дії [3,4].

Ріст темпів розвитку технології та техніки в процесі замішування висуває вимоги подальшого удосконалення методів планування досліджень.

**Мета роботи.** Дослідити методом оцінки принципів прогнозування перспективності нової тістомісильної машини. Безпосередньою умовою наукової обґрунтованості планування є використання прогнозів процесу замішування на тістомісильній машині. Реалізація цих планів, розроблених на основі прогнозів, полягає у відображенні їх реальності, а їх результати можуть бути використані при прийнятті рішень.

**Реалізація роботи.** Показник, який відображає згруповані рішення в напрямку нових рішень, і є критерієм якості технології. Він визначається за формулою:

$$K = \sum_{i=1}^{i=n} \varphi_0(i) \delta(i), \quad (1)$$

де  $\varphi_0(i)$  – відносна вагомість напрямку, до якого відноситься дане рішення в зменшеній послідовності напрямку;  $\delta(i)$  – імовірність реалізації рішення;  $n$  – число напрямків технологічно – технічних рішень;

Вагомість напрямку визначається за формулою:

$$\varphi(i) = \frac{i}{2^{i-1}}. \quad (2)$$

Кількість напрямків ( $i_n$ ), які використовуються для оцінки перспективності, визначаються у відношенні із точністю техніко – економічних розрахунків, прийнятих у харчовій промисловості. Точність ( $E$ ) розрахунку перспективності не може перевищувати точності оцінки вагомості характеристик в рамках  $E = \varphi(i)$ .

При прогнозуванні якості технології процесу замішування на новій тістомісильній машині точність прогнозування приймаємо 20%. Виходячи із цього, згідно з формулою (2) визначаємо число напрямків, які застосовуємо для оцінки перспективності нової технології замішування ( $n=5$ ).

Імовірність оцінки  $\delta(i)$  визначається за формулою:

$$\delta(i) = \frac{\gamma}{\gamma_{max}}, \quad (3)$$

де  $\gamma$  – оцінка технологічного рішення в балах;  $\gamma_{max}$  – максимальна оцінка технологічності рішення в балах. При п'ятибальній системі  $\gamma_{max}=5$ . Тоді:

$$\begin{aligned} \gamma=1 & \quad \delta_1=0,2 \\ \gamma=2 & \quad \delta_2=0,4 \\ \gamma=3 & \quad \delta_3=0,6 \\ \gamma=4 & \quad \delta_4=0,8 \\ \gamma=5 & \quad \delta_5=1,0 \end{aligned}$$

Значення вагомості напрямків для  $n=5$  визначені за формулою (2) і зведені в таблицю 1.

Таблиця 1. Значення вагомості напрямків для різних  $n$

Значення вагомості напрямку	Номер напрямку $n$				
	1	2	3	4	5
Абсолютна $\gamma(i)$	1,0	1,0	0,75	0,5	0,31
Відносна $\gamma_0(i)$	0,28	0,28	0,21	0,14	0,09

Одержані значення  $\delta(i)$   $\gamma_0(i)$  служать основою для складання загальної зведеної таблиці, яка складається із п'яти окремих для  $i=1$ ;  $i=2$ ;  $i=3$ ;  $i=4$ ;  $i=5$ .

Інформація про новий технологічний метод замішування тіста зображується у вигляді наступної послідовності напрямків:

$i_1$  – оцінка рівня новизни фізичних, хімічних і мікробіологічних методів обробки сировини;

$i_2$  – оцінка технологічного процесу з точки зору можливого рівня механізації і автоматизації;

$i_3$  – аналіз окремих операцій і процесів з точки зору санітарно – гігієнічних умов і техніки безпеки;

$i_4$  – аналіз джерел інформації для виявлення теоретичного обґрунтування запропонованих рішень;

$i_5$  – ліцензійно – кон'юктурна оцінка тістомісильної машини.

Всі перелічені напрямки зведені в передбаченій послідовності в таблиці 2.

Розподілення фактичних оцінок нової тістомісильної машини, в якій конструктивні параметри спрямовані на інтенсивний заміс тіста при сприянні нового механізму дії робочого органу та вібраційної дії дозатора борошна, проводиться наступним чином:

$i_1$  – пропонується принципово нова технологія процесу замішування тіста на основі дискретної та вібраційної дії із конкретними рекомендаціями способу реалізації у виробництві (технологічне рішення  $P_5, \delta(i)\gamma_0(i)=0,28$ );

Таблиця 2. Зведені напрямки передбаченої послідовності

Шифр	Напрямок реалізації технологічних розв'язань $P$	Вірогідність реалізації розв'язання $\delta(i)$	Вірогідність реалізації розв'язання з урахуванням ваговитості напрямку технологічного розв'язання $\delta(i) \varphi_0(i)$
1	2	3	4
$i_1$	<b>Вишукування найбільш досконалої технології виробництва кондитерського виробу [ <math>\varphi_0(i) = 0,28</math> ]</b>		
$P_1$	Пропонується технологія, що містить застарілі методи обробки сировини і напівфабрикатів.	0,2	0,056
$P_2$	Пропонується технологія, що містить сучасні методи обробки сировини і напівфабрикатів.	0,4	0,112
$P_3$	Пропонується технологія, що містить нові методи обробки сировини і напівфабрикатів, не реалізовані до справжнього часу в промисловості.	0,6	0,168
$P_4$	Пропонується принципово нова технологія отримання кондитерського виробу.	0,8	0,224
$P_5$	Те ж, що і розв'язання $P_4$ , але в джерелі інформації дані в конкретній формі способи реалізації технології	1,0	0,28

1	2	3	4
$i_2$	<b>Використовування в технології засобів механізації і автоматизації</b> <b><math>[\varphi_0(i_2) = 0,28]</math></b>		
$P_1$	Пропонована технологія дозволяє механізувати окремі операції.	0,2	0,056
$P_2$	Пропонована технологія дозволяє здійснити комплексну механізацію всього виробничого процесу.	0,4	0,112
$P_3$	Те ж, що і розв'язання $P_2$ , але в джерелі інформації дані в конкретній формі пропозиції щодо автоматизації управління окремими операціями.	0,6	0,168
$P_4$	Пропонована технологія дозволяє здійснити комплексну механізацію і комплексне управління всім виробничим процесом.	0,8	0,224
$P_5$	Те ж, що і розв'язання $P_4$ , але в джерелі інформації дані в конкретній формі пропозиції щодо механізації всіх ПРТС-робіт	1,0	0,28
$i_3$	<b>Забезпечення в технології санітарно-гігієнічних умов і техніки безпеки</b> <b><math>[\varphi_0(i_3) = 0,21]</math></b>		
$P_1$	Санітарні умови забезпечуються при додатковому обслуговуванні устаткування 2 рази в зміну; шкідливі виробничі	0,2	0,042

Продовження табл. 2

1	2	3	4
$P_2$	чинники (шум, вібрація, заповорошена, температура, вогкість) не перевищують допустимих меж; техніка безпеки забезпечується спеціальними огорожами і блокувальними пристроями. Санітарні умови забезпечуються при додатковому обслуговуванні устаткування 1 раз в зміну; шкідливі виробничі чинники не перевищують допустимих меж; техніка безпеки забезпечується спеціальними огорожами і блокувальними пристроями.	0,4	0,084
$P_3$	Санітарні умови забезпечуються без додаткового обслуговування устаткування; шкідливі виробничі чинники не перевищують допустимих меж; техніка безпеки забезпечується спеціальними огорожами і блокувальними пристроями.	0,6	0,126
$P_4$	Санітарні умови забезпечуються без додаткового обслуговування устаткування; шкідливі виробничі чинники не перевищують допустимих меж; техніка безпеки забезпечується	0,8	0,168



1	2	3	4
$P_5$	спеціальними огорожами без блокувальних пристроїв. Санітарні умови забезпечуються без додаткового обслуговування устаткування; шкідливі виробничі чинники не перевищують допустимих меж; техніка безпеки забезпечується без спеціальних огорож і без блокувальних пристроїв	1,0	0,21
$i_4$	<b>Забезпечення застосування в технології теоретично обґрунтованих розв'язань [фo(i4) = 0,14]</b>		
$P1$	Технологія обґрунтована на рівні елементарних гіпотез.	0,2	0,028
$P2$	Технологія обґрунтована на рівні найпростіших уявлень про лінійний зв'язок між виходами і входами процесів.	0,4	0,056
$P3$	Технологія обґрунтована з урахуванням основних закономірностей тепломасообміну і властивостей оброблюваного харчового матеріалу реологій.	0,6	0,084
$P4$	Те ж, що і розв'язання $P3$ , але з урахуванням гідродинаміки потоків оброблюваного харчового матеріалу.	0,8	0,120

Продовження табл. 2

1	2	3	4
<i>P5</i>	Технологія повністю аргументована як з позицій теплофізики і інженерної реології, так і з позицій гідродинаміки	1,0	0,14
<i>i5</i>	<b>Ліцензійно-кон'юнктурний чинник</b> <b>[<math>\phi_0(i5) = 0,09</math>]</b>		
<i>P1</i>	Пропозиція запатентована в одній країні.	0,2	0,018
<i>P2</i>	Пропозиція запатентована в двох країнах.	0,4	0,036
<i>P3</i>	Пропозиція запатентована в трьох країнах.	0,6	0,054
<i>P4</i>	Пропозиція запатентована в чотирьох країнах.	0,8	0,072
<i>P5</i>	Пропозиція запатентована в п'яти країнах	1,0	0,090

$i_2$  – в результаті впровадження запропонованої нової технології процесу замішування з'являється можливість повністю виключити ручну працю на стадіях підготовки, дозування сировини та вивантаження. Це дає змогу зробити повну комплексну механізацію всіх процесів та введення автоматичного контролю, управління та регулювання за процесом замішування (технологічне рішення  $\delta(i)\gamma_0(i)=0,224$ );

$i_3$  – санітарні умови забезпечуються без додаткового обслуговування устаткування. Згідно з новою технологією замішування тіста не потрібно чанів. Замішене тісто автоматично вивантажується в лоток для попереднього вистоювання протягом 10 – 30 хвилин або у бункер над тістоподільником, що виключає процеси зачистки, миття. Дана машина може працювати в автоматичному режимі, що скорочує додатковий обслуговуючий персонал. Шум, вібрація і інші шкідливі виробничі фактори не перевищують допустимих норм, техніка безпеки забезпечується без спеціальних огорожувальних приспособлень (технологічне рішення  $P_4, \delta(i)\gamma_0(i)=0,168$ );

$i_4$  – технологія замішування обґрунтована з урахуванням основних закономірностей теплообміну і реологічних властивостей, з урахуванням гідродинаміки потоків рецептурної суміші (технологічне рішення  $P_4, \delta(i)\gamma_0(i)=0,120$ );

$i_5$  – нова технологія замішування тіста запатентована деклараційним патентом України «Тістомісильна машина» ПМК<sup>2</sup> А21С1/00 (технологічне рішення  $P_1, \delta(i)\gamma_0(i)=0,018$ ).

Критерій якості нової технології процесу замішування на новій тістомісильній машині розрахований за формулою (1):

$$K = 0,280 + 0,224 + 0,168 + 0,120 + 0,018 = 0,81.$$

За шкалою оцінки нова тістомісильна машина була оцінена перспективно, що об'єктивно підтверджує доцільність її використання на виробництві. Пілотна модель машини проходить ряд досліджень на виробництві.

Технічна характеристика тістомісильної машини:

Продуктивність, кг/год.	70
Габаритні розміри, мм:	
довжина	400
ширина	225
висота	380
Тривалість замішування одного циклу, хв	3-4
Швидкість обертання місильного органу, об/хв	89
Тривалість вигрузки готового тіста, хв	0,5÷1
Разовий заміс тіста, кг	6
Споживана потужність на весь цикл замішування, кВт	1,2
Автоматичний контроль замішування (через консистенцію)	
Вага, кг	15

**Висновки.** Таким чином, даний метод науково – технічного прогнозування ще на пошуковому етапі створення нового конструктивного рішення, дозволяє об'єктивно оцінити необхідність та сконцентрувати зусилля конструкторів на перспективність розробки.

#### Література

1. Когин Н.Е., Розе Н.В. Теоретическая гидродинамика. - Ч.1.
2. Кафаров В.В. Перемешивание в жидких средах. - Госхимиздат, 1949.
3. Стадник І.Я., Лісовенко О.Т. Тістомісильні машини безперервної та періодичної дії // Хранение и переработка зерна. –2008. №2. – С. 51-52.
4. Пат. України, МПК А21С1/00 / Промислова тістомісильна машина / Лісовенко О.Т., Стадник І.Я.; Опубл. 10.08.07. Бюл. №12.
5. Аксельруд Г.А. Массопередача при растворении твердых частиц / Научно-техническая конференция. – Ленинград, 1956. – 214 с.

*Рецензент д.т.н., проф. А.В. Букетов*

Л.Н. Тищенко д.т.н., В.П. Ольшанский, д-р ф.-м.н., С.В. Ольшанский  
Харківський національний технічний університет сільського  
господарства ім. П. Василенка

## **О ДВИЖЕНИИ ЗЕРНОВОГО СЛОЯ НА ПЛОСКОМ НАКЛОННОМ ВИБРОРЕШЕТЕ**

*В результате аналитического решения линеаризованных уравнений Навье-Стокса получены формулы для расчета скорости движения сыпучего слоя зерновой смеси по наклонной поверхности плоского вибрирующего решета с учетом отделения проходовой фракции от смеси вследствие сепарирования. Проведены расчеты и проанализированы численные результаты.*

**Постановка проблемы.** Послеуборочная переработка урожая связана с сепарированием зерна. Для улучшения процесса сепарирования необходимо знать закономерности движения смеси по вибрирующим поверхностям решет. Их изучение длительное время привлекает внимание многих специалистов. Однако существующие математические модели требуют дальнейшего уточнения. Их совершенствование и разработка новых адекватных моделей остаются актуальной задачей.

**Обзор последних исследований и публикаций.** К моделированию движения зерновой смеси по вибрирующим решетам существуют разные подходы. Во многих исследованиях по этой проблеме основное внимание сосредоточено на анализе движения отдельной частицы смеси (зерна) как материальной точки или твердого тела [1,2,3,4,5]. Развиты также подходы, в которых движение смеси сводится к послойному перемещению сыпучей среды [6,7]. Давно появились [8,9] и развиваются в настоящее время [10,11] модели, где поток зерновой массы описывается уравнениями течения вязкой жидкости. Более подробно указанные, а также другие методы моделирования проанализированы в обзорной части монографии [10].

**Целью данной работы** является разработка уточненной модели движения зернового слоя, а не отдельной его частицы, по поверхности плоского наклонного виброрешета, в которой учитывается отделение проходовой фракции через перфорированную поверхность, вследствие разделения смеси на две фракции.

**Результаты исследования.** Следуя публикациям [10] и [11], движение зерновой смеси по решету описываем уравнениями

гидродинамики. Учитывая небольшую скорость потока слоя малой толщины при большом коэффициенте вязкости (малость критерия Рейнольдса), в статье рассматриваем установившийся режим ламинарного (последного) движения, который с приемлемой точностью описывается линеаризованными уравнениями Навье-Стокса с отброшенными конвективными членами. В отличие от предыдущих публикаций [11,12] отделение проходовой фракции на решетке вследствие сепарирования, учитываем как проникание (отбор) части смеси через перфорированную граничную поверхность (решето). Это вносит дополнительное возмущение в стационарный поток, из-за чего по длине решета проекции скорости потока и давление в слое смеси изменяются.

Постановка и решение краевой задачи. Совместное движение сходящей и проходовой фракций зерна описываем системой уравнений [13]:

$$\frac{\partial p}{\partial x} - \mu \nabla^2 u = \rho g \sin \theta; \quad \frac{\partial p}{\partial y} - \mu \nabla^2 v = \rho g \cos \theta, \quad (1)$$

в которой  $\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2}$  – оператор Лапласа;  $u, v$  – проекции скорости потока на координатные оси  $ox$  и  $oy$ , показанные на рис. 1;  $g$  – ускорение свободного падения;  $\rho, \mu$  – средняя плотность и динамический коэффициент вязкости смеси;  $p$  – давление в движущемся слое толщиной  $h$ ;  $\theta$  – угол наклона решета к горизонту.

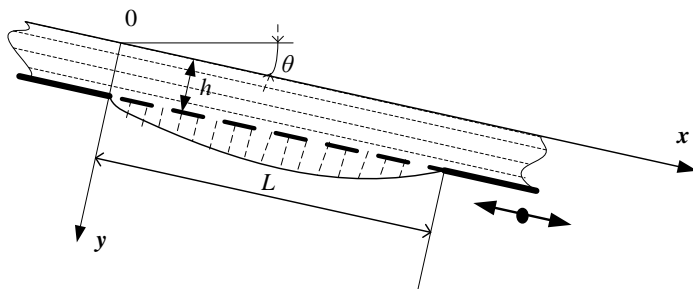


Рис. 1. Расчетная схема

Вследствие отделения проходовой фракции на решетке, толщина слоя  $h$  зависит от координаты  $x$ . Этой зависимостью пренебрегаем, т.е. используем усредненное ее значение. Это ограничивает область применения теории случаем, когда объем отделяющейся фракции меньше общего объема движущейся смеси.

Коэффициент вибровязкости  $\mu$  является функцией амплитуды и частоты колебаний решета. Его можно вычислять по формуле [12]:

$$\mu = \frac{F_{TP}}{12\omega r_0 \sqrt{(A^*)^2 - (\delta F_{TP})^2}}, \quad (2)$$

в которой  $F_{TP} = 0,5bh$ ;  $b = \xi f (\pi r_0)^2 \rho g \cos \theta$ ;  $\delta = \frac{\pi}{2M\gamma\omega^2}$ ;  $f$  – коэффициент внутреннего трения смеси;  $M, r_0$  – масса и радиус зерна, сведенного к сферическому телу;  $\xi = 0,7; \gamma = 2$  – безразмерные коэффициенты;  $A^*, \omega$  – амплитуда и частота продольных колебаний решета в его плоскости.

Кроме уравнений (1), проекции скорости должны удовлетворять условию неразрывности потока [13]:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0, \quad (3)$$

а также граничным условиям:

$$-p + 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} = 0; \quad \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad \text{при } y = 0 \quad (4)$$

и

$$u = u^* = const; \quad v = v^*(x) \quad \text{при } y = h. \quad (5)$$

Согласно выражениям (4) на свободной поверхности слоя нет нормальных и касательных напряжений.

На поверхности контакта слоя с решетом нормальная составляющая скорости потока  $v^*(x)$  является функцией координаты  $x$ , что соответствует различной интенсивности сепарирования смеси по длине решета  $L$ . В дальнейшем полагаем, что распределение скорости  $v^*(x)$  описывается выражением

$$v^*(x) = v_n \sin(a_1 x/L), \quad (6)$$

в котором  $a_1$  – некоторый безразмерный параметр, ограниченный неравенствами  $0,5\pi < a_1 < \pi$ . При соблюдении этих неравенств максимум интенсивности отделения проходовой фракции от смеси со скоростью  $v_n$  приходится на промежуток  $0,5L < x < L$ , т. е. он находится ниже середины сепарирующей поверхности решета.

Решение краевой задачи, представленной уравнениями (1), (3) и граничными условиями (4), (5), ищем в виде:

$$\begin{aligned}
 u(x, y) &= u^* + \frac{\rho g}{2\mu} (h^2 - y^2) \sin \theta + u_1(y) \cos(ax); \\
 v(x, y) &= v_1(y) \sin(ax); \\
 p(x, y) &= \rho g y \cos \theta + p_1(y) \sin(ax),
 \end{aligned} \tag{7}$$

где  $a = a_1 L^{-1}$ ;  $u_1(y)$ ,  $v_1(y)$ ,  $p_1(y)$  – неизвестные функции  $y$ .

Подставив суммы (7) в (1) и (3), получаем обыкновенные дифференциальные уравнения для определения неизвестных функций:

$$\begin{aligned}
 \frac{dv_1}{dy} - au_1 &= 0; \\
 \frac{d^2 u_1}{dy^2} - a^2 u_1 - \frac{a}{\mu} p_1 &= 0; \\
 \frac{dp_1}{dy} - \mu \left( \frac{d^2 v_1}{dy^2} - a^2 v_1 \right) &= 0.
 \end{aligned} \tag{8}$$

Граничными условиями к ним являются:

$$-p_1 + 2\mu \frac{dv_1}{dy} = 0; \quad \frac{du_1}{dy} + av_1 = 0 \quad \text{при } y = 0 \tag{9}$$

и

$$u_1 = 0; \quad v_1 = v_n \quad \text{при } y = h. \tag{10}$$

Исключив в системе (8) две неизвестные функции, приходим к дифференциальному уравнению для определения  $v_1(y)$ :

$$\frac{d^4 v_1}{dy^4} - 2a^2 \frac{d^2 v_1}{dy^2} + a^4 v_1 = 0. \tag{11}$$

Общее решение этого уравнения (11) имеет вид:

$$v_1(y) = A_1 ch(ay) + A_2 sh(ay) + A_3 ay ch(ay) + A_4 ay sh(ay). \tag{12}$$

Здесь  $A_1, A_2, A_3, A_4$  – произвольные постоянные.

Подставив решение (12) в уравнение (8), находим, что

$$\begin{aligned}
 u_1(y) &= A_1 sh(ay) + A_2 ch(ay) + \\
 &+ A_3 [ch(ay) + ay \cdot sh(ay)] + A_4 [sh(ay) + ay \cdot ch(ay)]; \\
 p_1(y) &= 2\mu a [A_3 ch(ay) + A_4 sh(ay)].
 \end{aligned} \tag{13}$$

Определение произвольных постоянных проводим с помощью граничных условий (9), (10). Получаем  $A_2 = 0$ ;  $A_1 = -A_4$ ;  $A_3 = v_n B_3$ ;  $A_4 = v_n B_4$ , причем

$$B_3 = \frac{\zeta ch \zeta}{\zeta^2 + ch^2 \zeta}; \quad B_4 = -\frac{\zeta sh \zeta + ch \zeta}{\zeta^2 + ch^2 \zeta}; \quad \zeta = ah. \tag{14}$$

Таким образом, распределения проекций скорости и давления в слое смеси, согласно (12) и (13), имеют вид:

$$u(x, y) = u^* + \frac{\rho g}{2\mu} (h^2 - y^2) \sin \theta + \{A_3 [ch(ay) + ay sh(ay)] + A_4 ay ch(ay)\} \cos(ax); \quad (15)$$

$$v(x, y) = \{A_4 [ay sh(ay) - ch(ay)] + A_3 ay ch(ay)\} \sin(ax);$$

$$p(x, y) = \rho g y \cos \theta + 2\mu a [A_3 ch(ay) + A_4 sh(ay)] \sin(ax).$$

Множители  $A_3$  и  $A_4$  зависят от значения  $v_n$  и определяются выражениями (14). При  $v_n = 0$  постоянные  $A_3$  и  $A_4$  равны нулю, а решения (15) переходят в решения работы [12].

В гидродинамике скорость  $u^*$  полагают равной нулю. Такой будет  $u^*$  и при движении зерновой смеси по решетке с малым углом наклона к горизонту, когда сила гравитации уравнивается силой трения смеси о решетку. С увеличением угла наклона, при

$$\operatorname{tg} \theta > f(1 - \varepsilon),$$

скорость  $u^*$  можно определять из условия граничного равновесия [12]:

$$u^* = (\rho g h / \lambda) [\sin \theta - f_g (1 - \varepsilon) \cos \theta],$$

в котором  $f_g$  – динамический коэффициент трения смеси о решетку;  $\varepsilon$  – коэффициент "живого" сечения сепарирующей поверхности;  $\lambda$  – коэффициент, зависящий от состояния поверхности решетки (наличия рифлей, ребер и других интенсификаторов).

Определим пропускную способность (производительность) решетки. Используя решения (15), легко найти составляющие производительности решетки по сходовой  $Q_c$  и по проходовой  $Q_n$  фракциям, а также суммарную производительность:

$$Q = Q_n + Q_c.$$

Если ширина сепарирующей поверхности равна  $H$ , то

$$Q_n = H \int_0^L v^*(x) dx = \frac{\varepsilon H v_n}{a} [1 - \cos(aL)]. \quad (16)$$

Для определения составляющей  $Q_c$  нужно вычислить интеграл:

$$Q_c = H \int_0^h u(L, y) dy. \quad (17)$$

Подставив (15) в (17), с учетом того, что [14]



$$\int ay \operatorname{sh}(ay) dy = \frac{1}{a} [ay \operatorname{ch}(ay) - \operatorname{sh}(ay)];$$

$$\int ay \operatorname{ch}(ay) dy = \frac{1}{a} [ay \operatorname{sh}(ay) - \operatorname{ch}(ay)],$$

получаем

$$Q_c = Hh \left\{ u^* + \frac{\rho g h^2}{3\mu} \sin \theta + \left[ A_3 \operatorname{ch} \zeta + A_4 \left( \operatorname{sh} \zeta + \frac{1 - \operatorname{ch}(\zeta)}{\zeta} \right) \right] \cos(aL) \right\}. \quad (18)$$

При  $v_n = 0$  составляющая  $Q_n = 0$ , а формула (18) переходит в полученную ранее в работах [11,12].

Если известно отношение

$$\eta = Q_n Q_c^{-1},$$

то удобно выразить через него скорость  $v_n$ . Из записанных выше формул следует, что

$$v_n = \frac{\eta \zeta \left( u^* + \frac{\rho g h^2}{3\mu} \sin \theta \right)}{\varepsilon - \left\{ \varepsilon + \eta \zeta \left[ B_3 \operatorname{ch} \zeta + B_4 \left( \operatorname{sh} \zeta + \frac{1 - \operatorname{ch} \zeta}{\zeta} \right) \right] \right\} \cos(aL)}. \quad (19)$$

Таким образом,  $v_n$  зависит от структуры зерновой смеси и разделительной способности решета.

Численные результаты и их анализ. Расчеты проведены для смеси зерна пшеницы, у которой [10]:  $\rho = 750 \text{ кг/м}^3$ ;  $f = 0,47$ ;  $r_0 = 0,001825 \text{ м}$ ;  $M = 0,00004 \text{ кг}$ , при  $h = 0,008 \text{ м}$ ;  $\theta = 8^\circ$ ;  $L = 0,79 \text{ м}$ ;  $\varepsilon = 0,4$ . При выбранном угле наклона решета  $u^* = 0$ . Рассматривали два режима колебаний решета с амплитудой  $A^* = 0,0075 \text{ м}$ . В первом режиме колебаний  $\omega = 41,86 \text{ с}^{-1}$ , а во втором –  $\omega = 52,33 \text{ с}^{-1}$ . Вычисленные по (2) значения коэффициента вибровязкости  $\mu$  для этих частот колебаний равны соответственно:  $0,0520 \text{ Па}\cdot\text{с}$  и  $0,0385 \text{ Па}\cdot\text{с}$ , т.е. с увеличением  $\omega$  уменьшается  $\mu$ .

Результаты вычисления скорости  $v(x,0)$  по (15) графически представлены на рис. 2. Расчет проводился при  $\eta = 0,3$  для трех значений  $a_1 = 2; 2,5; 3$  (кривые 1, 2, 3, соответственно), когда  $\omega = 41,86 \text{ с}^{-1}$ . Распределение поперечной проекции скорости потока по длине решета на поверхности слоя смеси существенно меняется с

изменением параметра  $a_1$ . Поэтому по результатам  $v(x,0)$  можно установить фактическое значение  $a_1$  в аппроксимационной зависимости (6). В то же время  $v(x,y)$  слабо зависит от  $y$ . В этом убеждают сравнения графиков на рис. 2 и значений  $v_n$ , вычисленных по (19), при  $a_1 = 2; 2,5; 3$ . Вычисленные значения  $v_n$  равны:  $4,51 \cdot 10^{-3}$ ;  $4,43 \cdot 10^{-3}$  и  $4,81 \cdot 10^{-3}$  м/с, т.е. очень близки к экстремальным на рис. 2.

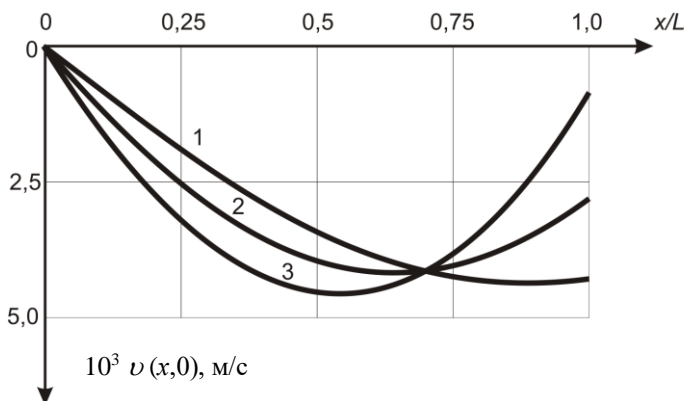


Рис. 2. Закономерности изменения скорости проходовой фракции по длине решета: 1 -  $a_1 = 2$ ; 2 -  $a_1 = 2,5$ ; 3 -  $a_1 = 3$

Следует заметить, что  $v_n$  имеет минимум при  $a_1 \approx 2,331$ . Это значение  $a_1$  является корнем трансцендентного уравнения

$$tg(0,5a_1) = a_1.$$

В таблице указаны скорости  $v_n$ , вычисленные по (19), для различных значений  $a_1$  при  $\eta = 0,3$ . Результаты в числителях получены для первого варианта колебаний решета, а в знаменателях – для второго. С увеличением  $\omega$  существенно возросли значения  $v_n$ , а следовательно и интенсивность сепарирования смеси.

Таблица. Значения  $v_n$  при различных  $a_1$

$a_1$	2	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0
$10^3 v_n$ , м/с	$\frac{4,51}{6,09}$	$\frac{4,42}{5,97}$	$\frac{4,41}{5,95}$	$\frac{4,47}{6,03}$	$\frac{4,60}{6,21}$	$\frac{4,81}{6,50}$

Удельная производительность решета  $\bar{Q}_n = Q_n H^{-1}$  (по отделению проходовой фракции от смеси) почти линейно зависит от параметра  $\eta$ . В этом убеждают графики на рис. 3, где кривая 1 получена по (16) для первого режима колебаний решета, а кривая 2 – для второго при  $a_1 = 2,5$ . Значения  $\bar{Q}_n$  во втором случае больше, чем в первом, что объясняется уменьшением коэффициента вибровязкости смеси с увеличением частоты колебаний решета.

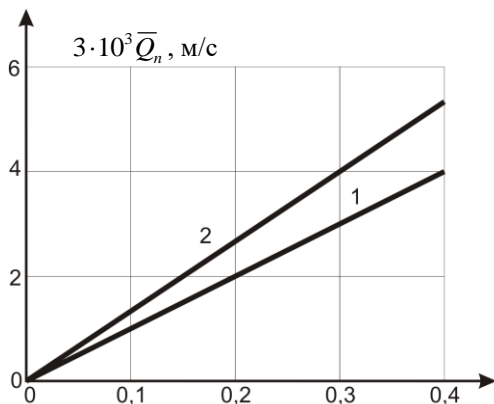


Рис. 3. Зависимости удельной производительности решета по проходовой фракции: 1 -  $\omega = 41,86\text{с}^{-1}$ ; 2 -  $\omega = 52,33\text{с}^{-1}$ ; при  $\eta = 0,3$

Изложенная модель движения смеси по решету с учетом отделения проходовой фракции содержит аппроксимационные константы, значения которых можно идентифицировать (уточнить) в ходе сравнения теории с экспериментом в конкретных условиях сепарирования смеси. Такие действия повысят адекватность теории, но связаны с проведением экспериментов.

**Выводы.** В отличие от известных исследований, изложенная теория позволяет учитывать неравномерность отделения проходовой фракции по длине решета и влияние этого отделения на кинематические характеристики потока зерновой смеси.

#### Литература

1. Блехман И.И., Джанелидзе Г.Ю. Вибрационное перемещение. – М.: Наука, 1964. – 410 с.
2. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин. – К.: УАСХН, 1960. – 284 с.

3. Заика П.М. Вибрационное перемещение твёрдых и сыпучих тел в сельскохозяйственных машинах. – К.: Изд-во УСХА, 1998. – 625 с.
4. Тараймович І.В., Дідух В.Ф., Дударев І.М. Дослідження процесу сепарації вороху насіння льону на коливальному решеті // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ. – Харків: ХНТУСГ, 2008. – Вип. 75, Т. 1. – С. 134-141.
5. Манчинський Ю.О., Бакум М.В., Горбатовський О.М., Кравцов М.М. Математична модель руху компонентів насінневих сумішей по робочій площині // Механізація та електрифікація сільського господарства. – Глеваха, 2008. – Вип. 92. – С. 156-162.
6. Гортинский В.В., Демский А.Б., Борискин М.А. Процессы сепарирования на зерноперерабатывающих предприятиях. – М.: Колос, 1980. – 304 с.
7. Тищенко Л.Н., Миняйло А.В., Пивень М.В., Харченко С.А. Исследование послыоного движения зерновых смесей на плоских вибрационных решетках // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ. - Вип. 59 - Т. 1. – Харків: ХНТУСГ, 2007. – С. 69-76.
8. Листопад Г.Е. Вибросепарация зерновых смесей. – Волгоград: Волгоградское книжное из-во, 1963. – 118 с.
9. Захаров Н.М. Об аналогии вибрируемого слоя с вязкой жидкостью // Доклады МИИСП. – М., 1966. – Т. 3. – Вып. 1. – С. 201-209.
10. Тищенко Л.Н. Интенсификация сепарирования зерна. – Харьков: Основа, 2004. – 224 с.
11. Тищенко Л.Н., Ольшанский В.П. Решения упрощенных уравнений гидродинамики при моделировании движения зерновой смеси по наклонному плоскому решету // Сучасні напрямки технології та механізації процесів переробних і харчових виробництв: Вісник ХНТУСГ. – Харків: ХНТУСГ, 2008. – Вип. 74. – С. 306-312.
12. Тищенко Л.Н., Кучеренко С.И., Ольшанский В.П., Зайцев О.Б. Модель однослойного движения зерновой смеси по наклонному рифленому решету // Сучасні напрямки технології та механізації процесів переробних і харчових виробництв: Вісник ХНТУСГ. – Харків: ХНТУСГ, 2008. – Вип. 74. – С. 28-39.
13. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1973. – 847 с.
14. Градштейн И.С., Рыжик И.М. Таблицы интегралов, сумм, рядов и произведений. – М.: Наука, 1962. – 1100 с.

## ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ СФЕРИЧНОЇ ФРЕЗИ ДЛЯ ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ

*Обґрунтовано застосування сферичної фрези для обробітку ґрунту в різноманітних умовах. Визначено об'єм і масу ґрунту, що піддається обробітку сферичною фрезою.*

**Постановка проблеми.** Для вирощування будь-якої с.-г. культури необхідно провести ряд операцій, важливе місце серед яких займає міжрядний обробіток ґрунту. Своєчасне проведення даного обробітку суттєво впливає на одержання високого врожаю. Важливе значення тут має забезпечення мінімальної захисної зони рядка для запобігання пошкодженню коренів рослин і водночас забезпечення обробітку ґрунту найбільшої частини міжряддя.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** На сьогоднішній день для обробітку різноманітних ґрунтів (в основному тяжких за механічним складом) набули поширення ґрунтові фрези [1, 2, 3]. При всіх позитивних факторах недоліком цих фрез є те, що в поперечному до напрямку руху перерізі оброблена ними частина ґрунту набуває форму прямокутника. Така прямокутна форма при намаганні збільшення обробленої частини міжряддя призводить до збільшення довжини прямокутника і, відповідно, до пошкодження рослин чи до збільшення ймовірності їх пошкодження. Оскільки практично не існує ґрунтообробних робочих органів, які надають не прямокутну (округлу) форму перерізу обробленої частини ґрунту, то і наукові праці в цій області не торкаються таких теоретичних питань [3, 4, 5, 6].

**Мета дослідження.** Визначення об'єму і маси ґрунту, що піддається обробітку сферичною фрезою.

**Результати дослідження.** Нами запропоновані сферичні фрези для міжрядного обробітку ґрунту [7, 8]. На рис. 1 зображена сферична фреза для обробітку ґрунту [7].

Сферична фреза для обробітку містить зірочки 1, що розміщені на кінцях вала 2, і кульову поверхню 5 тіла фрези для кріплення ґрунтових ножів 3, що також розміщена на валу 2. Зірочки 1 і кульова поверхня 5 кріплення ґрунтових ножів 3 насаджені на вал 2 жорстко.

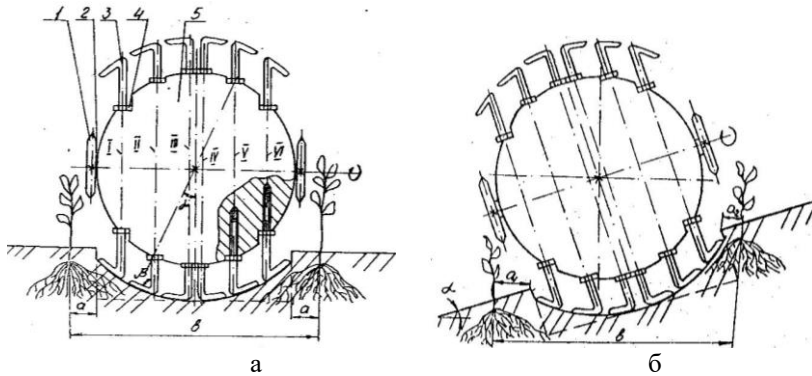


Рис. 1. Сферична фреза для обробітку ґрунту: а – при роботі на рівнині; б – при роботі на схилі; 1 – зірочки; 2 – вал; 3 – ґрунтові ножі; 4 – контргайки; 5 – кульова поверхня

Ґрунтові ножі 3 прикріплені до сферичної поверхні 5 з можливістю регулювання і фіксації частини ножа, що виступає над цією поверхнею, за допомогою різьбового з'єднання з контргайками 4. Ґрунтові ножі 3 на поверхні 5 розміщені еквідистантно і утворюють між собою ряди в напрямку руху. Кожний ґрунтовий ніж 3 має різьбовий хвостовик, за допомогою якого якого вгвинчується в різьбовий отвір поверхні 5 на необхідну глибину і стопориться контргайкою 4.

Ножі виконані з двохсторонньою ріжучою кромкою, а кут  $\beta$  відгину полки ножа дорівнює:

$$\beta = 90^\circ - \gamma, \quad (1)$$

де  $\gamma$  – кут між вертикаллю і великим колом (меридіан) кулі, що проходить крізь точку дотику ножа з поверхнею кріплення.

На рис. 1 (а, б) зображений найбільш переважний вид кріплення ножів 3 на поверхні 5, при якому оброблена частина ґрунту має в перерізі вид сегмента, що дозволяє здійснювати обробіток ґрунту з мінімальною захисною зоною рядка без пошкодження коренів рослин (як видно на рисунках) і з мінімальними енергозатратами агрегату. Проте для роботи в специфічних умовах (легкі за фізико-механічним складом ґрунти, допустимість наявності великої захисної зони рядка і т. д.) ґрунтові ножі 3 можна закріпити так, що оброблена частина ґрунту прийме інший вид перерізу, навіть до прямокутного (показано пунктиром на рис. 1). За необхідності можна поміняти місцями ножі рядів I і III, а також IV і VI.

Дана сферична фреза працює так. Перед початком роботи ґрунтові ножі 3 встановлюють і фіксують контрґайкою 4 таким чином, щоб вони утворили поверхню (якщо рахувати по кінцях ножів), яка необхідна для даних умов роботи. На рис.1 (а, б) це окружність. При роботі фреза через ланцюгову передачу і зірочки 1 приводиться в рух, ножі 3 входять в ґрунт і обробляють його, не пошкоджуючи при цьому корені рослин. При в'їзді на схил ( $\alpha \leq 20^\circ$ ) фрезу (агрегат) можна дещо змістити в бік (на рис. 1, б фреза зміщена в бік верхньої частини схилу), при цьому корені рослин і самі рослини знов не пошкоджуються. При застосуванні в аналогічних умовах циліндричної ґрунтової фрези з такою самою шириною захвату, профіль обробленої поверхні виходить прямокутним (на рисунках показано пунктирною лінією), що призводить до пошкодження коренів рослин.

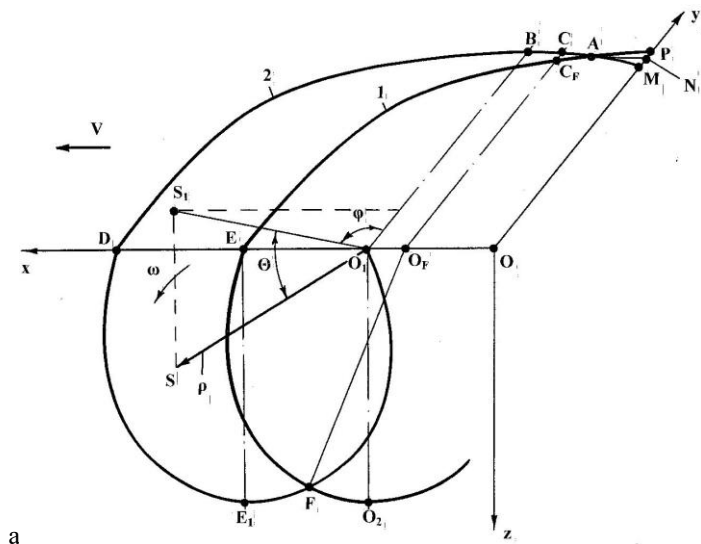
Слід зазначити, що коли ґрунтові ножі 3 встановлені так, що утворюють окружність, то в такому випадку виходить і мінімальна при даній ширині захвату площа перерізу обробленої частини ґрунту і, відповідно, досягнення мінімальних енергозатрат агрегату, що особливо важливо при агрегуванні фрези з малогабаритними (малопотужними) тракторами.

Розглянемо роботу сферичної фрези з теоретичної точки зору.

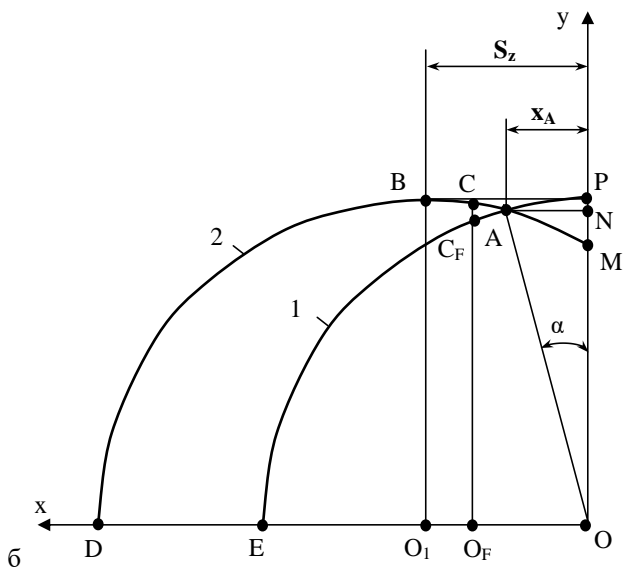
Як було зазначено вище, сферична фреза [7], що запропонована, при обробітку ґрунту утворює округлу поверхню в поперечній до напрямку її руху площині. Для повної характеристики роботи і зокрема для визначення параметрів скиби ґрунту, що відрізається фрезою, необхідно також розглянути поверхні в інших площинах і в просторі.

Визначимо об'єм скиби, що відрізається даною фрезою за проміжок часу між входженням і виходом ножа з ґрунту. Для зручності ведення розрахунків будемо розглядати подібну до запропонованої конструкції фрезу, в якій ряди ґрунтових ножів розміщені настільки близько один до одного, що їх ріжучі кромки практично зливаються в одну лінію або, що те саме, різальні елементи виконані у вигляді двох взаємно-перпендикулярних кілець, закріплених на осі, фактично без поверхні кріплення, що дає можливість прийняти таке початкове положення, коли одне з кілець повністю лежить на поверхні ґрунту, тобто знаходиться в горизонтальному положенні.

На рис. 2, на схемі до визначення параметрів скиби ґрунту, що відрізається сферичною фрезою, зображені траєкторії руху характерних точок сферичної фрези при максимальному зануренні її робочих органів в ґрунт.



а



б

Рис. 2. Схема до визначення параметрів скиби ґрунту, що відрізається сферичною фрезою: а – в просторі; б – в горизонтальній площині  $xOy$



Різальні елементи (кільця, ножі) здійснюють складний рух: переносний зі швидкістю  $V$  і відносний навколо своєї осі з кутовою швидкістю  $\omega$ . Вибираємо початок координат  $O$  на осі кільця. Вісь  $x$  – направлена по ходу руху фрези, вісь  $z$  – вниз, вісь  $y$  – вправо відносно напрямку руху. Приймаємо кількість півкільць – чотири. Також для зручності ведення розрахунків будемо розглядати чверть кільця, початкове положення яких в горизонтальній площині  $xOy$  описується кривими  $EP$  і  $DB$ .

Приймаємо, що кінцева точка  $E$  кільця в початковий момент часу розташована на осі  $Ox$  і вісь кільця знаходиться на осі  $Oy$ . Через певний проміжок часу  $t$  вісь кільця переміститься в положення  $O_1$  і пройде шлях  $Vt$ . За цей самий час кільце повернеться на кут  $\omega t$ , а точка  $E$  кільця перейде в інше положення. Розглядаючи рух фрези в полярних координатах, які є найбільш прийнятними для опису даного процесу, приймаємо, що полярний радіус  $\rho$  в початковий момент часу знаходився на осі  $y$  і через проміжок часу  $t$  його кінцева точка опинилась в положенні  $S$ , координати якої описуються рівняннями ( $\theta$  і  $\varphi$  – полярні кути):

$$\left. \begin{aligned} x &= vt + \rho \cos \theta \sin \varphi, \\ y &= \rho \cos \theta \cos \varphi, \\ z &= \rho \sin \theta. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Приймаючи режим роботи, коли кінематичний показник ротаційної фрези  $\lambda$  ( $\lambda = U/V$ , де  $U = \omega/\rho$  – колова швидкість кільця,  $V$  – швидкість руху фрези)) набагато більше одиниці ( $\lambda > 1$ ), що найчастіше застосовується в ґрунтових фрезах, то, відповідно, можемо прийняти, що  $\theta \approx \omega t$ . Отже, маємо:  $t \approx \theta/\omega$  і  $t \approx \theta\rho/U$ . Підставляючи  $t$  в вираз (2), отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} x &= \frac{\theta\rho}{\lambda} + \rho \cos \theta \sin \varphi, \\ y &= \rho \cos \theta \cos \varphi, \\ z &= \rho \sin \theta. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

З рис. 2 шуканий об'єм скиби буде дорівнювати різниці об'єму  $BDE_1O_1$ , що відрізається наступним кільцем 2, і об'єму  $PEFO_F$ , що відрізається попереднім кільцем 1. Вище прийняли, що  $\lambda > 1$ , і маємо дуже маленьку величину  $CP$ , якою нехтуємо. Тому можемо прийняти замість об'єму  $PEFO_F$  більш зручний для даних розрахунків об'єм  $CEFO_F$ .

Для підтвердження того, що величина  $CC_F$ , яка практично дорівнює величині  $NP$ , є малою або те саме, що майже однакові величини  $O_F C_F$  і  $ON$  практично дорівнюють величині  $OP$ , тобто радіусу кільця  $R$ , проведемо наступні розрахунки. Як слідує з рис. 2, б, координата  $x_A$  точки  $A$  перетину ліній кілець 1 і 2 дорівнює:

$$x_A = S_z/2. \quad (4)$$

Але  $S_z = Vt_n$  і  $x_A = Vt_n/2$ , де  $t_n$  – час, протягом якого кільце повертається на кут, що дорівнює куту між двома сусідніми кільцями. Також з рис. 2 маємо, що  $\sin \alpha = x_A/R = Vt_n/2R$  і  $\alpha = \arcsin(Vt_n/2R)$ . При числі півкілець  $z$  кут між сусідніми півкільцями буде дорівнювати  $2\pi/z$ . Тоді час  $t_n$  визначається так:  $t_n = 2\pi/z\omega$ . Підставляючи дане значення  $t_n$  в значення кута  $\alpha$  і враховуючи, що  $\lambda = U/V$ , маємо:

$$\alpha = \arcsin(\pi/z\lambda). \quad (5)$$

З рис.2 маємо, що  $ON = R \cos \alpha$ , і, підставляючи значення  $\alpha$  з формули (5), отримуємо:  $ON = R \cos[\arcsin(\pi/z\lambda)]$ . Перетворюючи тригонометричне, маємо:

$$ON = R \sqrt{1 - \frac{\pi^2}{z^2 \lambda^2}}. \quad (6)$$

З даного рівняння видно, що при досить великому значенні  $\lambda$  величини  $CC_F$  і  $NP$  набувають дуже малого значення, а величина  $ON$  стає практично рівню  $R$ .

Тепер визначимо об'єм скиби  $BDE_1O_1$ . Для зручності ведення розрахунків визначимо половину даного об'єму, тобто приймаємо, що кут  $\theta$  змінюється від 0 до  $\pi/2$ . Якщо даний об'єм  $V$  обмежений областю  $G$  знаходиться між кривими  $z_1$ ,  $z_2$  і  $y$ , то в загальному він описується так:

$$\iiint_G f(x, y, z) dV = \iiint_G f(x, y, z) dx dy dz = \int_a^b \int_{y_1(x)}^{y_2(x)} \int_{z_1(x,y)}^{z_2(x,y)} f(x, y, z) dx dy dz. \quad (7)$$

Як було зазначено вище, для даного випадку розрахунки легше вести в полярних координатах, тому проводимо заміну змінної в потрібному інтегралі. Маємо, що обмежена замкнена область  $G$  взаємно однозначньо відображається на область  $G^*$  за допомогою неперервне диференційованих функцій  $x = x(u, v, w)$ ,  $y = y(u, v, w)$ ,  $z = z(u, v, w)$ , і тоді:

$$\iiint_G f(x, y, z) dx dy dz = \iiint_{G^*} f(x(u, v, w), y(u, v, w), z(u, v, w)) * |J| du dv dw, \quad (8)$$

де  $U - R$ ,  $V - \theta$ ,  $W - \varphi$ .

Якобіан перетворення  $|J|$  з врахуванням рівняння (3) виглядає так:

$$|J| = \begin{vmatrix} \frac{\partial x}{\partial U} & \frac{\partial x}{\partial V} & \frac{\partial x}{\partial W} \\ \frac{\partial y}{\partial U} & \frac{\partial y}{\partial V} & \frac{\partial y}{\partial W} \\ \frac{\partial z}{\partial U} & \frac{\partial z}{\partial V} & \frac{\partial z}{\partial W} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \left( \frac{\theta}{\lambda} + \cos \theta \sin \varphi \right) & \left( \frac{\rho}{\lambda} - \rho \sin \theta \sin \varphi \right) & \rho \cos \theta \cos \varphi \\ \cos \theta \cos \varphi & -\rho \cos \varphi \sin \theta & -\rho \cos \theta \sin \varphi \\ \sin \theta & \rho \cos \theta & 0 \end{vmatrix}.$$

Розв'язуючи даний якобіан, маємо:

$$|J| = \rho^2 \left( \cos \theta + \frac{\theta \sin \varphi \cos^2 \theta}{\lambda} - \frac{\sin \varphi \sin \theta \cos \theta}{\lambda} \right).$$

Отже, об'єм половини скиби  $BDE_1O_1$  можна визначити через наступний потрійний інтеграл:

$$V_{\frac{1}{2}BDE_1O_1} = \int_0^{\frac{\pi}{2}} d\varphi \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left( \cos \theta + \frac{\theta \sin \varphi \cos^2 \theta}{\lambda} - \frac{\sin \varphi \sin \theta \cos \theta}{\lambda} \right) d\theta \int_0^R \rho^2 d\rho$$

Розв'язуючи даний інтеграл, отримаємо приблизно:

$$V_{\frac{1}{2}BDE_1O_1} \approx \frac{R^3}{2} \text{ і } V_{BDE_1O_1} \approx R^3. \quad (9)$$

Для визначення об'єму скиби  $CEFO_F$  необхідно знати границі інтегрування для кута  $\theta$ . Якщо нижня границя, яка прийнята як початок відліку, відома і дорівнює нулю, то верхня границя буде знаходитись в точці  $F$  перетину траєкторій першого і другого півкілець. Визначення координат даної точки через прирівнювання рівнянь траєкторій двох півкілець призведе до практичної неможливості визначення інтегралів і до громіздких рівнянь. Тому з достатньо великою точністю приймаємо для даного випадку верхню границю інтегрування  $\pi/3$ .

Враховуючи рівняння (8) і визначений вище якобіан, об'єм скиби  $CEFO_F$  можна визначити через наступний потрійний інтеграл:

$$V_{CEFO_F} = \int_0^{\frac{\pi}{2}} d\varphi \int_0^{\frac{\pi}{3}} \left( \cos \theta + \frac{\theta \sin \varphi \cos^2 \theta}{\lambda} - \frac{\sin \varphi \sin \theta \cos \theta}{\lambda} \right) d\theta \int_0^R \rho^2 d\rho$$

Розв'язуючи даний інтеграл, отримаємо приблизно:

$$V_{CEFO_F} \gg R^3/2(1 - 1/\lambda). \quad (10)$$

Різниця  $V_{\Delta}$  об'ємів  $BDE_1O_1$  і  $CEFO_F$  дорівнює:

$$V_{\Delta} = V_{BDE_1O_1} - V_{CEFO_F} \approx \frac{R^3}{2} \left( 1 + \frac{1}{\lambda} \right). \quad (11)$$

Маса  $m$  скиби ґрунту дорівнює ( $\gamma_r$  – густина ґрунту):

$$m = \gamma_r V_{\Delta} \approx \gamma_r \left[ \frac{R^3}{2} \left( 1 + \frac{1}{\lambda} \right) \right]. \quad (12)$$

Визначаємо величину об'єму скиби ґрунту за формулою (11). Для розрахунків приймаємо найбільш прийнятний для розглядуваних нами ґрунтових фрез радіус  $R = 0,15$  м і  $\lambda \approx 10$ . Отримаємо  $V_{\Delta} \approx 0,0019$  м<sup>3</sup>  $\approx 1900$  см<sup>3</sup>. За формулою (12) маса  $m$  скиби ґрунту ( $\gamma_r \approx 1$  г/см<sup>3</sup>):  $m \approx 1900$  г  $\approx 19$  Н. Оскільки на початку розрахунків прийняли половину півкільця, то для півкільця дана маса дорівнює  $m \approx 38$  Н.

**Висновки.** Наведений вище теоретичний аналіз роботи сферичної фрези для обробітку ґрунту дозволяє визначити об'єм і масу скиби ґрунту, що піддається обробітку даною фрезою, запропонувати методи зміни цих показників залежно від умов роботи.

#### Література

1. А.с. № 481249 ССРСР, МКІ А 01В 33/08. Рабочий орган фрезерного культиватора / И.М. Барте́нев - № 1964335/30-15. Заявл. 10.10.1973. Опубл. 25.08.1975. Бюл. № 31.
2. Василенко П.М., Бабий П.Т. Культиваторы (конструкция, теория и расчет). –Киев: АН УССР. –1961. –239 с.
3. Канарев Ф.М. Ротационные почвообрабатывающие машины и орудия. –М.: Машиностроение, 1983. -144 с.
4. Лукьянов А.Д. Вопросы сельскохозяйственной механики (кинематика почвообрабатывающей фрезы). –Минск: Ураджай, 1971. – Т. 20. - С.38-65.
5. Синеоков Г.Н., Панов И.М. Теория и расчет почвообрабатывающих машин. –М.: Машиностроение, 1977. –326 с.
6. Усенко М.В. Обоснование технологической схемы и оптимальных параметров рабочих органов для междурядной обработки табака на склонах: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Краснодар, 1980. -22 с.
7. Патент № 12511 Україна, МКВ А01В 33/08. Сферична фреза для обробки ґрунту / М.В. Усенко та ін. - № 93005435. Заявл. 25.06.1993. Опубл. 28.02.1997. Бюл. № 1.
8. Патент № 55152 Україна, МКВ А01В 33/08. Сферична фреза з регульованими різальними елементами / М.В. Усенко та ін. - № 2002075647. Заявл. 09.07.12002. Опубл. 17.03.2003. Бюл. № 3.

*Рецензент д.т.н, проф. В.І. Шваб'юк*

## **РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗПОДІЛУ РОЗМІРНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТЕБЛА КИТИЦЬ ЛЬОНУ**

*В статті викладено результати досліджень розмірних характеристик китиць льону, що проходить плющення рухомим вальцем, який обертається та здійснює круговий рух.*

Дослідження розмірних характеристик стебел льону проводився багатьма дослідниками. Але більшість робіт стосувалась визначення параметрів технічної довжини стебла. В процесі очосу, плющення чи обмолоту [1,2,3,4] китиця найчастіше відходить в пуганину, але від розмірних характеристик стебел та міжвузлів в китиці значною мірою залежить якість відділення коробочок та насіння, а також правильний вибір режиму відділення та параметрів робочих органів. Результати досліджень розмірних характеристик частини стебел, що проходять плющення вальцями, що обертаються навколо своїх осей та здійснюють круговий рух в просторі, викладено в даній статті.

Суцвіття льону - зонтикоподібні китиці, розміщені на верхівці стебла і його бічних розгалуженнях. Квітка п'ятірного типу, симетрична, складається із чашечки, що має п'ять загострених зелених чашолистиків із війками по краях, віночка, який складається з п'яти пелюсток голубого кольору, звужених до основи, і п'яти тичинок із синіми або рідше жовтими пиляками, п'ятигніздої зав'язі, яка зверху має п'ять стовпчиків. Плід - п'ятигнізда, округла, зверху загострена коробочка. Повними перегородками вона поділяється на п'ять гнізд, а кожне гніздо неповними перегородками - на дві частини, в яких утворюється, як правило, по одній насінині. В нормально розвинутій коробочці може бути не більше 10 насінин. На одній рослині може утворюватись залежно від умов вирощування та сорту від 1 до 15 коробочок, а китиця може мати до семи-восьми вузлів з розгалуженнями. Діаметри стебла в перших розгалуженнях відповідно будуть найбільшими, а в кінцевих відповідно найменшими.

Дослідження проводились з використанням мікрометричного інструмента та індикаторної скоби з точністю 0,01 мм. Варіаційні ряди для кожного діаметра стебла перед розгалуженням розбивались на 10 класів для більш точного графічного відображення результатів (рис.1). Досліди проводились для вибірки 400 стебел льону сорту Могилевський врожаю 2008 року.

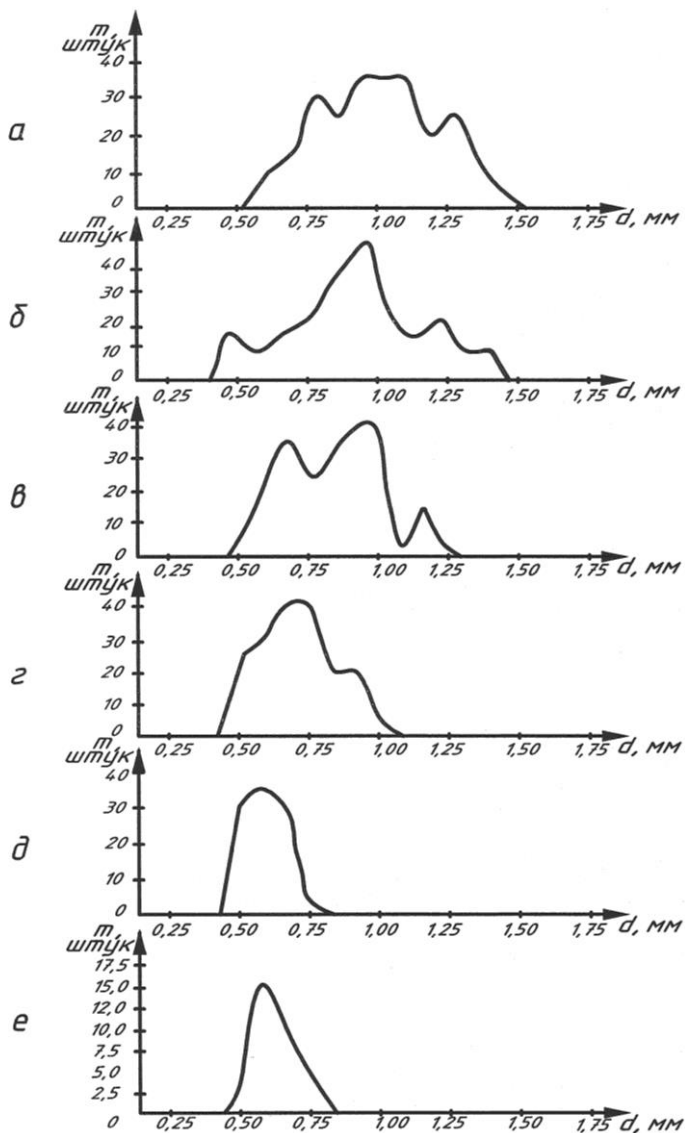


Рис.1. Варіаційні криві розподілу товщини стебла в розгалуженнях китиці: а – в першому розгалуженні; б – в другому розгалуженні; в – в третьому розгалуженні; г – в четвертому розгалуженні; д – в п'ятому розгалуженні; е – в шостому розгалуженні

Сьомих та восьмих розгалужень китиці в досліджуваній вибірці було менше 3%, і будувати варіаційні криві для них не доцільно.

З графіків (рис.1) видно розподіл розмірів елементів стебла по діаметру, наприклад, в верхній частині розміри менші, ніж в нижній. Коливання розмірів діаметра стебла має місце від 0.71 до 1.58 мм в нижній частині в зоні першого розгалуження та від 0.44 до 0.9 мм в наступних розгалуженнях.

З представленої варіаційної кривої (рис. 2) видно, що чим менший вибраний інтервал, тим більше коливання варіаційної кривої зміни діаметра коробочок. З графіка видно, що найбільша кількість діаметрів насінневих коробочок знаходиться в межах до 8 мм, що в 19 разів менше діаметра площильного вальця. Це означає, що при наїзді такого вальця на коробочки буде забезпечено їх плющення. Отримані результати розподілу діаметрів насінневих коробочок менші максимального розміру насінневої коробочки, які приймалися при розрахунку параметрів вальця, і можна передбачити, що прийнятий нами діаметр вальця [2] забезпечить плющення всіх коробочок, які попадуть під нього під час руху.

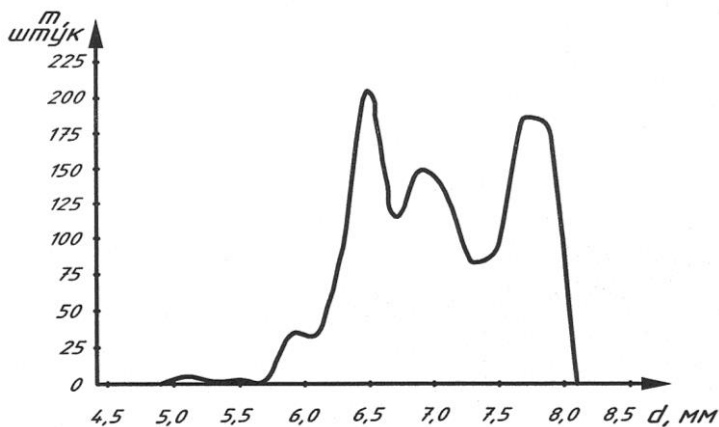


Рис.2 Варіаційна крива розподілу діаметрів коробочок льону

Так як діаметр стебел в зоні плющення набагато менший діаметра насінневих коробочок, то очевидно, що при плющенні коробочок вони будуть роздавлені і не зможуть залишитися цілими між такими тонкими стеблами.

### Література

1. Хайліс Г.А., Федорусь Ю.В. Аналіз процесу площення стеблової стрічки вальцем, який рухається // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. - Вип. 6.- Луцьк: ред.-вид. Відділ ЛДТУ, 2000.
2. Федорусь Ю.В. Аналіз надходження стебел льону в плющильний пристрій обмолочуючого апарата // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. - Вип. 8.- Луцьк: ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2001.
3. Льноуборочные машины / Г.А.Хайлис, Н.Н.Быков, В.Н.Бухарин и др.- М.: Машиностроение, 1985.
4. Хайліс Г.А., Федорусь Ю.В. Механіка рослинних матеріалів. - Луцьк.: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2004.-322с.

*Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс*

УДК 631.3

Г. А. Хайлис, д.т.н.

Луцкий национальный технический университет

### **К ТЕОРИИ ТРЕБЛЕНИЯ СТЕБЛЕЙ ЛЬНОТЕРЕБИЛЬНЫМ АППАРАТОМ С ПРОДОЛЬНЫМИ РУЧЬЯМИ**

*В статье приводится построение диаграмм тербления стеблей льна тербельным аппаратом с продольными ручьями по середине ремней и на нижних их кромках. Диаграмма, построенная на нижних кромках тербельных ремней, более точно характеризует изгиб стебля при терблении.*

Разработанная ранее [1, с. 513-518; 3, с. 163-168] теория тербления стеблей льнотеребельными аппаратами с продольными ручьями учитывает особенности процесса тербления стеблей и влияние скоростей движения агрегата и ремней на положение льна в ручьях. В то же время расположение верхних частей стеблей и их искривление при терблении мало исследовано. Такое исследование проведено ранее [2, с. 65-70], но не рассмотрено возможное расположение верхних и средних частей стеблей во время тербления. Данному вопросу посвящается настоящая статья.



Схема механизированного теребления льна имеет вид, представленный на рис. 1 [3, с. 165-168]. На схеме показан вид сбоку на теребильные ремни и положения вытеребливаемого центрального стебля, обозначенного  $OK$ . Стебель  $OK$  называется центральным в случае, когда его корень находится в почве под теребильным ручьем. Точка  $K$  построена по середине ремня (линия  $KC$ ). Угол наклона аппарата к горизонту обозначен  $\alpha_p$ , а угол наклона стебля к горизонту обозначен  $\theta$ .

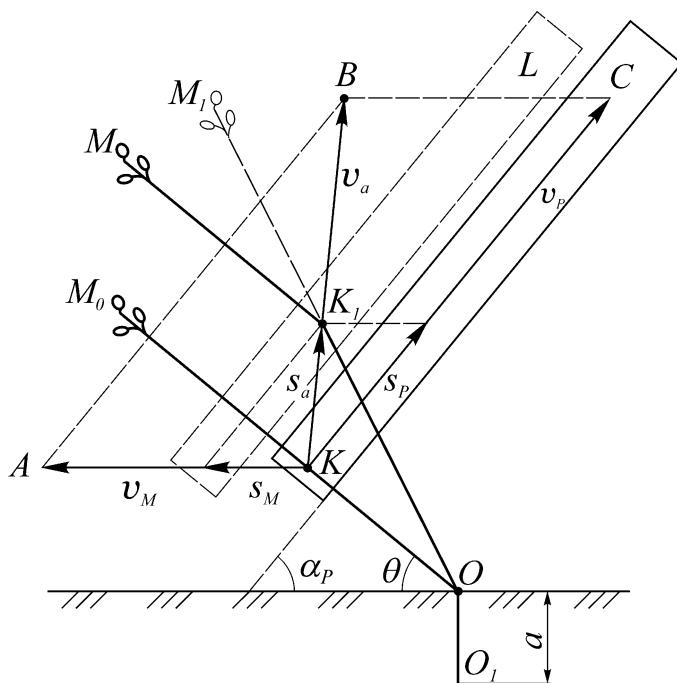


Рис. 1. Схема теребления стебля теребильным аппаратом с продольными ручьями при изображении векторов скоростей и пути в середине ремня

При движении теребильного аппарата со скоростью  $v_M$  и ремней со скоростью  $v_p$  абсолютная скорость  $v_a$  движения точки  $K$  зажима стебля находится путем геометрического сложения векторов скоростей  $v_M$  и  $v_p$ . Построив векторный параллелограмм  $KABC$ , находим скорость  $v_a$ . В направлении скорости  $v_a$  и будет направлено движение зажатой части стебля (в абсолютном движении). Если время

теребления обозначить  $t_o$ , то путь  $s_a$  зажатой части стебля при тереблении будет равен  $v_a \cdot t_o$ . При тереблении машина пройдет путь  $s_m$ , равный  $v_m \cdot t_o$ , а ремни пройдут путь  $s_p$ , равный  $v_p \cdot t_o$ .

На схеме представлены пути  $s_p$ ,  $s_m$  и  $s_a$ , построены они в том масштабе, что и схема теребильного аппарата. В течение всего пути  $s_p$  стебель должен быть надежно зажат в ручье между ремнями, иначе ремни будут скользить относительно стебля. Величина  $s_p$  представляет собой длину необходимого участка плотного прижатия ремней или длину теребящего участка. Во время окончания теребления стебля конец  $O_1$  его корня переходит в положение  $O$ , при этом под теребильным аппаратом длина  $OK$  стебля увеличивается на длину корня  $OO_1$  стебля и будет равна  $OK_1$ , где точка  $K_1$  находится на средней линии нового положения ремня (изображено оно на схеме штриховыми линиями).

Как видим, к моменту окончания теребления нижняя часть стебля становится равной  $K_1O$ , а угол наклона этой линии к горизонту меняется и не равен углу  $\theta$  наклона линии  $KO$  к горизонту. Верхняя часть стебля при этом может в зависимости от свойств стебля сопротивляться изгибу быть продолжением линии  $OK_1$  вверх и влево или же быть параллельной линии стебля  $OKM_o$ . Если стебель в точке  $K_1$  не слишком зажат и сопротивляется изгибу, то он будет прямолинейным и совпадет с продолжением линии  $OK_1$  (штриховая линия  $K_1M_1$  на рис. 1); если же стебель зажат в ручье и не сопротивляется изгибу, то он при прохождении линии  $KK_1$  изогнется и верхняя его часть  $K_1M$  будет параллельна линии  $KM_o$  (сплошная линия  $KM_o$  на рис. 1). Таким образом, если стебель надежно зажат в ручье, то в транспортной зоне ручья  $K_1L$  его линия будет параллельна линии  $KM_o$ ; если же стебель недостаточно зажат в ручье, то он может сохранить свою прямолинейность и будет продолжением линии  $OK_1$ .

Параллелограммы скоростей и пути лучше строить не на средней линии ремня, а на нижних краях ремней, где кончается зажатие средних частей стеблей (по их длине). Такое построение представлено на рис. 2. На нем показано также положение ремня и в момент окончания теребления.

Как видим, изображенная на рис. 2 схема во многом повторяет то, что изображено на рис.1, но точка  $K$  показана по нижней кромке ремня, скорости  $v_m$  и  $v_p$  даны также по нижней кромке ремня - все это сделано потому, что изгиб стеблей при тереблении происходит по нижним краям ремней. Значит схема на рис. 2 более точно представляет характер изгиба стебля при его тереблении.

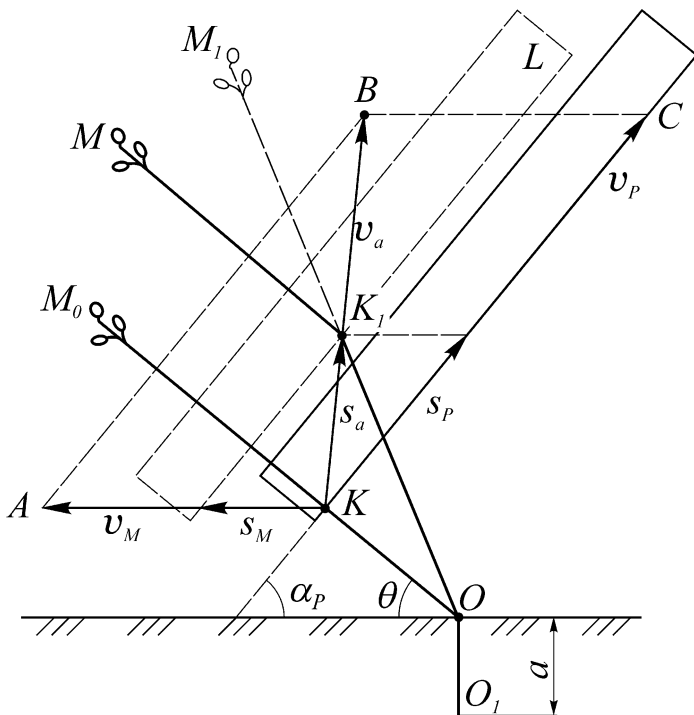


Рис. 2. Схема тербления стебля тербильным аппаратом с продольными ручьями при изображении векторов скоростей и пути у нижних кромок ремней

#### Литература

1. Летошнев М.Н. Сельскохозяйственные машины. - М.: Л.: Сельхозгиз, 1955. - 764 с.
2. Лыноуборочные машины / Г.А. Хайлис, Н.Н. Быков, В.Н. Бухаркин и др. - М.: Машиностроение, 1985. - 232 с.
3. Хайлис Г.А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин. - Киев: Издательство УСХА, 1992. - 240 с.

Г.А. Хайліс, д.т.н., О.О. Налобіна, к.т.н., Я.М.Сало  
Луцький національний технічний університет

## ПРО ОСОБЛИВОСТІ ПЕРЕКОЧУВАННЯ КОЛІС МАШИН, НАВАНТАЖЕНИХ ЗМІННОЮ ВАГОЮ

*У статті наведено аналіз перекочування коліс сільськогосподарських машин, навантажених змінною вагою, а також закономірності зміни сил опору цих коліс коченню.*

У багатьох мобільних сільськогосподарських машин під час роботи на колеса передається змінна вага. Такою є робота сівалок, у яких через висипання у ґрунт насіння і добрив, які поступають із зерно–тукового ящика, вага, що передається на колеса, зменшується. У зернозбиральних машин це відбувається навпаки, а саме: під час їхньої роботи через поступлення зерна у бункер, а соломи та полови у накопичувач вага, що передається на колеса, зменшується. Ці явища мало досліджені [1-7]. В той же час їхнє дослідження являє собою значний інтерес. Дана стаття присвячена цьому питанню.

Позначимо вагу машини на початку її роботи з рухом по полю через  $G_M$ , тоді у сівалки під  $G_M$  розуміється сила ваги машини разом із матеріалами (насіннями і добривами) в зерно–туковому ящику, а у збиральної машини це буде її сила ваги при пустому бункері, тобто без матеріалів (зерна і соломи з половиною). Величину, на яку змінюється під час роботи вага машини на момент, коли треба знову наповнити матеріалами ящик (сівалки) або опорожнити бункер (збиральної машини), позначимо  $\Delta G_M$ . Для сівалки  $\Delta G_M$  буде мати знак «–», а для зернозбиральної машини  $\Delta G_M$  буде зі знаком «+». Якщо графічно зобразити зміну ваги машини в залежності від шляху її руху, то будемо мати графік, поданий на рис. 1.

На цьому рисунку по осі абсцис відкладається шлях руху машини  $s$ , а по осі ординат – вага машин ( $\Delta G_M$  і  $G_M$ ). На початку руху вага машини буде  $G_M$ , а в кінці -  $\Delta G_M \pm G_M$ . Під час розвантаження бункера або заповнення ящика вага стає знову  $G_M$ . Лінії накопичення і убування матеріалів представлені на графіку у вигляді прямих, так як рахуємо, що зміна повноти ємкості (наповнення і випорожнення) відбувається з одним й тим самим прибуванням (убуванням) маси матеріалу на одиницю шляху. Закінчення наповнення бункера відбувається на шляху  $s_y$ , а закінчення

випорожнення сівалки відбувається на шляху  $s_c$ ; ці шляхи ( $s_y$  і  $s_c$ ) у загальному випадку не рівні, на графіку вони теж не рівні. Вага збиральної машини на графіку позначена  $G_{MY}$  і  $+\Delta G_{MY}$ , а вага сівалки позначена  $G_{MC}$  і  $-\Delta G_{MC}$ .

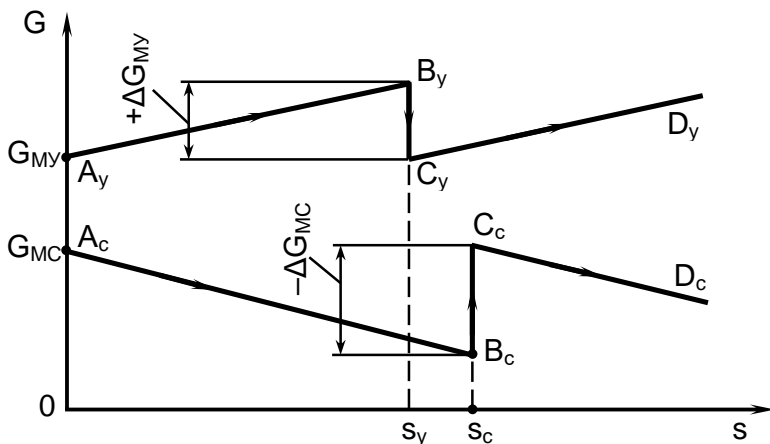


Рис.1. Графіки зміни ваг  $G_{iN}$  і  $G_{iY}$  сівалки і збиральної машини при зростанні шляху  $s$  їхнього руху:  $A_y B_y$ ,  $C_y D_y$  - лінії наповнення бункера;  $B_y C_y$  - лінія розвантаження бункера;  $A_c B_c$  і  $C_c D_c$  - лінії випорожнення ящиків сівалки;  $B_c C_c$  - лінія завантаження ящиків сівалки

Графік побудований для випадку, коли розвантаження бункера і завантаження сівалки відбувається при зупиненому агрегаті. Якщо ж ці операції відбуваються під час руху агрегату, то графік дещо зміниться, прями  $B_y C_y$  і  $B_c C_c$  будуть нахиленими.

З графіка видно, що кожна машина під час руху має коливання ваги. Так само як вся машина має коливання ваги, так і для кожного колеса мають місце аналогічні коливання. Тому подальший аналіз даного явища виконаємо на прикладі одного колеса машини, де ці коливання суттєві.

У такого колеса силу його тиску на ґрунт на початку роботи машини позначимо  $G_E$ , а величину, на яку змінюється ця сила на момент, коли треба випорожнити (або наповнити) бункер (або ящик) машини, позначимо  $\Delta G_{\max}$ . Під час наповнення або випорожнення ємкості  $\Delta G < \Delta G_{\max}$ .

Скористаємось для розрахунків виведеною раніше формулою для визначення сили опору перекочуванню пневматичного колеса [8, с.290] і представимо її в наступному вигляді:

$$P = \frac{1}{2} K \sqrt[3]{G^4}, \quad (1)$$

де  $G$  – сила тиску колеса на ґрунт;  $K$  – величина, яка дорівнює

$$K = \sqrt[3]{\frac{1}{b_k c_f r^2 \left[ \frac{8}{9} \left( \frac{c_f}{c_k} + 1 \right) + \sqrt{\frac{c_f}{2c_k}} \right]^4}}. \quad (2)$$

В цій формулі (2)  $b_k$  – ширина обода колеса,  $c_f$  – коефіцієнт об'ємного зминання ґрунту (вимірюється в Н/М<sup>3</sup>),  $r$  – радіус колеса,  $c_k$  – коефіцієнт, який характеризує опір шини деформації (вимірюється в Н/М<sup>3</sup>).

В формулі (1)  $G$  являє собою суму  $G_k \pm \Delta G$ , причому під час роботи машини  $\Delta G$  змінюється від 0 до  $\Delta G_{\max}$ . Величину  $\Delta G$  подамо як добуток  $m_c g t$ , де  $m_c$  – секундне надходження маси матеріалу в бункер або висипання маси матеріалу з ящика сівалки, що припадає на колесо машини, яке розглядається (досліджується). Вимірюється  $m_c$  у кг/с,  $g$  тут – прискорення вільного падіння, м·с<sup>-2</sup>, а  $t$  – час, с. Знак  $m_c$  буде «+» у збиральній машини і «-» у сівалки. Тоді рівняння (1) набуде вигляду:

$$P \approx \frac{1}{2} K \sqrt[3]{(G_k \pm m_c g t)^4}. \quad (3)$$

Таким чином виглядає залежність сили опору навантаженого змінною вагою колеса від впливаючих факторів, в томі числі від часу  $t$ . Покажемо графічно, як змінюється сила  $P$  з плином часу.

Цей графік подано на рис. 2, на ньому по осі абсцис відкладається час  $t$ , а по осі ординат – сила  $P$ . Зміна сили опору колеса сівалки перекочуванню під час посіву має місце по кривій  $E_c H_c$ , в точці  $H_c$  при  $t = t_2$  ящик звільнився і посів припинився. Якщо сівалка завантажується матеріалами під час зупинки агрегату, тоді машина простоє деякий час до часу  $t = t_4$  (точка  $K_c$  на графіку), після чого вона, заповнена матеріалом, знову працює і сила опору перекочуванню змінюється по лінії  $L_c M_c$ , а процес повторюється.

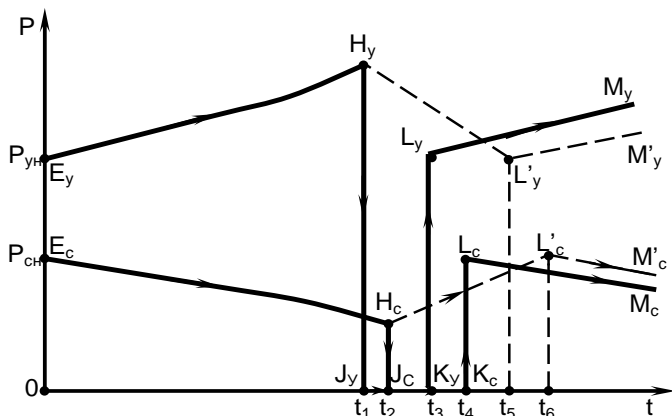


Рис. 2. Зміна сили опору навантаженого перемінною вагою колеса з плином часу: лінії  $E_c H_c$ ,  $L_c M_c$  і  $L'_c M'_c$  – зменшення опору колеса сівалки; лінія  $H_c J_c K_c L_c$  – заповнення ємкостей сівалки при зупиненому агрегаті; лінія  $H_c L'_c$  – заповнення ємкостей сівалки при роботі агрегату; лінії  $E_y H_y$ ,  $L_y M_y$  і  $L'_y M'_y$  – зростання опору колеса збиральної машини; лінія  $H_y J_y K_y L_y$  – випорожнення бункера збиральної машини при зупинці агрегату; лінія  $H_y L'_y$  – випорожнення бункера збиральної машини при роботі агрегату

Якщо ж сівалка завантажується матеріалами на ходу під час роботи агрегату, то сила опору перекочуванню буде змінюватись по прямій  $H_c L'_c$  до заповнення ємкостей (при  $t = t_6$ ), після чого сила опору  $P$  буде змінюватись по лінії  $L'_c M'_c$  і процес знову повторюється. Точки  $E_c$ ,  $L_c$  і  $L'_c$  знаходяться на однаковій висоті  $P_{ci}$ .

Дещо по іншому змінюється сила  $P$  у колеса збиральної машини. Ця сила спочатку зростає по кривій  $E_y H_y$ , в точці  $H_y$  при  $t = t_1$  бункер наповниться і агрегат не може далі працювати. Якщо бункер розвантажується при зупинці агрегату, то машина простоє деякий час до часу  $t = t_3$  (точка  $K_y$  на графіку), після чого вона, випорожнивши бункер, знову працює і сила  $P$  змінюється по лінії  $L_y M_y$ , а процес повторюється. Якщо ж машина розвантажується на ходу під час роботи агрегату, то сила  $P$  змінюється по прямій  $H_y L'_y$  до повного випорожнення бункера (при  $t = t_5$ ), після чого сила  $P$  буде змінюватись по лінії  $L'_y M'_y$  і процес повторюється.

Таким чином, при роботі агрегатів із зупинкою для випорожнення бункера або наповнення ємкостей сила опору перекочуванню  $P$  змінюється у сівалок по ламаній лінії  $E_c H_c J_c K_c L_c M_c$ , а у збиральній машини по ламаній лінії  $E_y H_y J_y K_y L_y M_y$ . Якщо ж під час роботи агрегатів випорожнення бункера і наповнення ємкостей відбувається на ходу ( в процесі роботи ), то сила  $P$  змінюється у сівалок по ламаній лінії  $E_c H_c L'_c M'_c$ , а у збиральній машини - по ламаній лінії  $E_y H_y L'_y M'_y$ .

З аналізу кривих на рис. 2 видно, що під час виконання розвантажувально-завантажувальних операцій на ходу рухомих агрегатів витрати енергії на перекочування машин більші, ніж при виконанні розвантажувально-завантажувальних операцій під час зупинок агрегатів, але при цьому підвищується продуктивність машин.

Елементарна робота  $dA$ , яка витрачається на перекочування зі швидкістю  $v$  машин, у яких на колеса діє змінна вага, дорівнює  $Pds = Pvd t$ . Повна робота протягом часу  $t$  дорівнює (при  $v = const$ ):

$$P = v \int_0^t P dt .$$

Визначається ця робота за наявності графіків, подібних графіку на рис.2, добуток площ під лініями (з урахуванням вибраного масштабу) на швидкість  $v$ .

#### Література

1. Василенко П.М. К теории качения колеса со следом // Сельхозмашина. – 1950. - №9. - С.11-15.
2. Водяник И.И. Воздействие ходовых систем на почву (научные основы). – М.: Агропромиздат, 1990. – 172с.
3. Желиговский В.А. Элементы теории почвообрабатывающих машин и механической технологии сельскохозяйственных материалов. – Тбилиси: Груз. сельхозинститут, 1960. – 147с.
4. Кленин Н.И., Сакур В.А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. – М.: Колос, 1980. – 671 с.
5. Омелянов А.Е. О применении пневматических колес на с. х. машинах // Сельхозмашина. – 1948. - №5. – С. 15-17.
6. Сиротюк В.Н. Взаимодействие пневматической шины низкого давления с дерниной // Науч. тр. Львовск. сельскохоз. ин-та. - Т 84. - 1979. – С. 19-25.
7. Хайлис Г.А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин. – К.: УСХА, 1992. – 240 с.
8. Хайлис Г.А. Расчет силы сопротивления и глубины колеи при качении эластичного колеса // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. - Вип. 15. – Луцьк: Ред. – вид. відділ ЛДТУ, 2007. – С. 278-292.



## ВДОСКОНАЛЕННЯ ЗАСОБІВ ДЛЯ ДОБУВАННЯ САПРОПЕЛЮ З-ПІД ШАРУ ВОДИ

*У статті проведено аналіз засобів для добування озерних сапропелів з-під шару води.*

**Постановка проблеми.** Північно-західний регіон України досить багатий на корисні копалини, до яких належить сапропель.

Сапропель – озерні відклади, які утворюються на дні прісноводних водойм з продуктів розкладу тваринних та рослинних решток за відсутності кисню і містять значну кількість органічної речовини [1].

Проблемою при добуванні сапропелю є те, що процес забору матеріалу відбувається під шаром води, а отже, важкодоступний для вивчення. Також окремі відомі способи добування сапропелю завдають шкоди природному навколишньому середовищу.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій** дозволив виявити ряд способів добування сапропелів з-під шару води [2]. Це гідралічний, гідромеханічний, грейферний, екскаваторний, шнековий і пневмо-шнековий, точково-вакуумний, всмоктуючий, скреперно-всмоктуючий, за допомогою замикаючого циліндра.

Для гідралічного способу добування сапропелю характерне розмивання покладу струменем води з наступним всмоктуванням пульпи і транспортуванням її по плавучому трубопроводу на берег. Механізми, які виконують даний процес, мають високу продуктивність. При цьому необхідні значні капітальні витрати і великі площі для наміву пульпи і підготовки її до переробки. Це один із найбільш екологічно небезпечних способів.

Гідромеханічний спосіб добування сапропелю включає руйнування покладу механічною фрезою, часткове змішування сапропелю з водою, відкачування отриманого матеріалу болотним насосом на поверхню. Один з найбільш поширених. Механізми вирізняються хорошою продуктивністю. Спосіб є доцільним для добування сапропелю, який передбачається на добрива, кормові добавки, рекультиванти. Випуск навісного малогабаритного фрезерного устаткування і потужних насосів до нього дозволяє компонувати виробництво механізмами різної продуктивності і

типорозмірів під замовлення. Обмеження можливе за наявності значного шару води.

Грейферний спосіб добування сапропелю полягає у добуванні сапропелевої сировини з-під шару води за допомогою встановленого на платформі грейфера. Незручний в транспортуванні сапропелю до берега, вимагає точності при виконанні операцій заповнення ковша та його підйому з-під шару води. Рекомендований для розробки незначних покладів сапропелю, відрізняється низькою продуктивністю.

Екскаторний спосіб добування сапропелю застосовується на осушуваних озерах і при невеликих глибинах. Застосування цього способу обмежене.

Шнековий і пневмо-шнековий спосіб добування сапропелю полягає у добуванні сапропелю з дна водоймища за допомогою шнекового насоса з подачею повітря або без неї для розрідження матеріалу, що добувається. Можливе добування сапропелю природної вологості. Виключає ряд підготовчих стадій між добуванням і переробкою сапропелю.

Точково-вакуумний спосіб добування сапропелю з-під шару води здійснюється вертикальною вакуумною установкою циліндрової форми із запірним механізмом в нижній частині. Вакуум в при добуванні даним способом застосовується в цілях виключення забруднення водоймища і змішування сапропелю з водою. Цей спосіб є малопродуктивним, як правило, застосовується для лабораторних робіт.

Всмоктуючий спосіб добування сапропелю відбувається шляхом забору сапропелю з водойми за допомогою потужних всмоктуючих насосів для перекачування в'язких речовин. Його застосування доцільне за наявності сапропелю в зваженому стані незначної щільності. Даний спосіб став популярним після появи на європейському ринку відповідних малогабаритних і надійних насосів. Перспективний і економічний при невеликих потребах сапропелю з доставкою його після добування на поверхню на невеликі відстані.

Скреперно-всмоктуючий спосіб добування сапропелю здійснюється шляхом забору сапропелю скреперним наїздом на сапропелевий пласт з подальшим відкачуванням матеріалу всмоктуючим насосом на берег. Застосовується при щільних покладах сапропелю на незначній глибині.

Спосіб добування сапропелю замикаючим циліндром дозволяє добути матеріал природної вологості за допомогою встановленої в

нижній частині фрези-замка. Цей спосіб є малопродуктивний, але економічний.

Окрім перерахованих вище способів, існує ще цілий ряд досліджень, що не знайшли підтвердження у практичному застосуванні.

**Метою досліджень** є розробка засобу для добування сапропелю з-під шару води механічним способом з одночасним зневодненням добутого матеріалу із найменшою затратою енергії на виконання процесів добування, зневоднення та переміщення добувного модуля по площі водойми.

**Результатами досліджень** стала розробка нового добувного модуля озерних сапропелів, що належить до механічного способу добування сапропелю. В основі запропонованого модуля передбачено спеціальний сапропелезабірний пристрій, конструкція якого забезпечує рівномірну розробку пластів озерного сапропелю.

Такий ґрунтозабірний пристрій містить нерухомий корпус, всмоктуючу насадку, шнек з ножами, протирижучі пластини та захисну решітку, відповідно до засобу, що пропонується, забірну фрезу, робочі елементи якої виконано у вигляді n-спіралей Архімеда, транспортуючі та відділяючі пристрої видалення вільної води і встановлений на мобільний плав засіб із накопичуючою баржею. Рівномірність розробки пластів озерного сапропелю забезпечується технологічними параметрами водойми та діаметром і шириною заірної фрези.

На рис. зображено добувний модуль озерних сапропелів з одночасним видаленням вільної води.

Основним робочим органом добувного модуля озерних сапропелів є забірна фреза 1, в якій розміщений шнек 2, що з'єднаний зі скребковими транспортерами 3 привідним валом. Глибина ходу фрези регулюється гідроциліндрами 4. Під вивантажувальним вікном скребкового транспортера 3 розміщений завантажувальний бункер 5 шнекового преса 6, який одночасно зі зневодненням виконує функцію шнекового транспортера для відвантаження добутого і зневодненого сапропелю на баржу 7. Всі робочі пристрої приводяться в дію енергетичним засобом 8, що розташований на буксирі 9. Патрубок 10 слугує для скидання вільної води у водойму.

Добувний модуль озерних сапропелів працює наступним чином.

Робочі елементи фрези 1 вриваються у шар сапропелю, відокремлюючи і захоплюючи сапропель і частково пересуваючи плавзасіб в сторону добування сапропелю. Гідроциліндрами 4 фреза 1 встановлюється на глибину 0,5 її діаметра у середній щільний шар

сапропелю. Поверхні робочих елементів фрези 1 при врізанні у шар сапропелю створюють тягову силу, яка переміщує добувний модуль у напрямку розробки пласта. Відокремлений сапропель під тиском наступних захоплених порцій просувається по внутрішній поверхні елементів фрези 1, що виконані у формі спіралі Архімеда, і потрапляє на витки шнека 2. Шнек 2 транспортує сапропель від середини до периферії, де його захоплюють скребки похилого скребкового транспортера 3, що переміщує сапропель в бункер 5 шнекового преса 6, який одночасно виконує функції часткового відділення вільної води і транспортуючого пристрою для передачі зневодненого сапропелю у баржу 7. Вільна вода через патрубок 10 скидається у водойму.

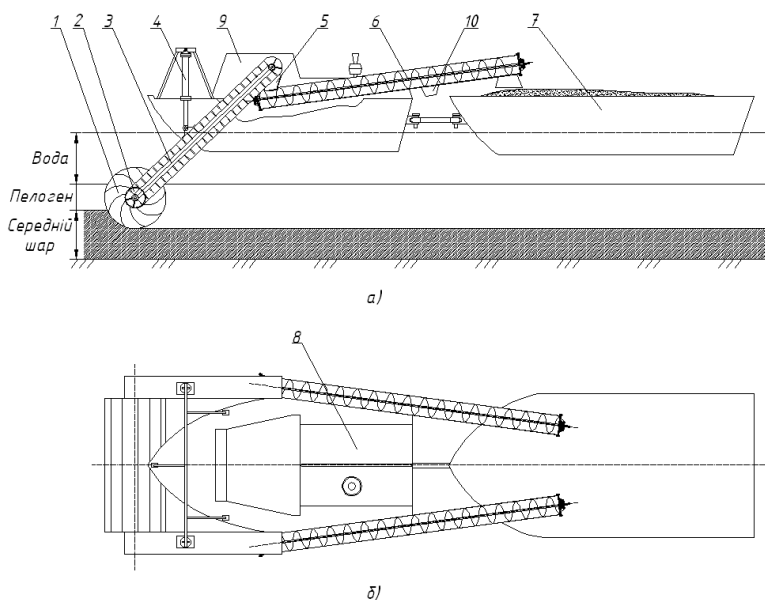


Рис. Добувний модуль озерних сапропелів: а – вид збоку; б – вид зверху; 1 – забірна фреза; 2 – шнек; 3 – скребковий транспортер; 4 – гідроциліндри; 5 – завантажувальний бункер; 6 – шнековий прес; 7 – баржа; 8 – енергетичний засіб; 9 – буксир; 10 – патрубок для скидання вільної води

**Висновок.** Запропонований мобільний засіб добування середнього шару сапропелю забезпечує високу ефективність виконання технологічного процесу при мінімальних енергетичних затратах та екологічних наслідках впливу на оточуюче середовище.

## Література

1. Максимов П.Г., Кузнецов А.В., Платонов И.Г. Результаты агроэкономической оценки сапропелевых месторождений. - М., 2000. – 110 с.

2. Николай Бычек. Сапропели: добыча и переработка. Пособие по открытию малого и среднего бизнеса. - Электронный ресурс: <http://sapropek.narod.ru>

*Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух*

УДК 631.333

С.М. Хоменко

Житомирський національний агроекологічний університет

### **РЕЗУЛЬТАТИ ВИПРОБУВАНЬ МАШИНИ ДЛЯ ВНЕСЕННЯ ТВЕРДИХ ОРГАНІЧНИХ ДОБРІВ**

*Запропоновано удосконалени конструкцію машини для внесення твердих органічних добрив і представлено результати її польових випробувань.*

**Постановка проблеми.** Однією з головних задач, які стоять сьогодні перед Україною і її агропромисловим комплексом, є налагодження виробництва екологічно чистих продуктів харчування у достатній кількості, а основним фактором отримання здорової сільськогосподарської продукції було і залишається використання при її виробництві натуральних органічних добрив [1]. Проте використання органіки на Україні за останні десятиріччя різко скоротилося, а існуючі в нашій країні технології і машини не забезпечують раціонального використання органічних добрив, що призводить до зменшення родючості ґрунтів, недобору врожаю та забрудненню навколишнього природного середовища.

Тому виникає проблема в розробці і впровадженні технічних рішень, що забезпечать підвищення якості технологічного процесу внесення твердих органічних добрив.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Проаналізувавши світові тенденції сільськогосподарського машинобудування у галузі техніки для внесення твердих органічних добрив [2, 3, 4, 5], можна умовно виділити з них два найбільш характерні напрямки.

До першого відносяться причіпні розкидачі кузовного типу з вертикально встановленими барабанами, під якими для збільшення робочої ширини внесення добрив можуть встановлюватися активні розкидальні диски з лопатками. Розкидачі такого типу випускають наступні виробники: JF (Данія), Jeantil, Rolland, (Франція), Annaburger, Snrautmann (Німеччина), Massey Ferguson (Англія), Pöttinger (Австрія), Farmtech (Словаччина), ВАТ «Ковельсьільмаш» (Україна) та ін.

Другий напрямок представлений в своїй більшості причіпними розкидачами кузовного типу з горизонтально розташованими лопатевими валами: ПРТ-7А, ПРТ-11, ПРТ-16 (ОАО «Бобруйскагропаш»); РОУ-6 (ЗСМ «Ригасельмаш»); МТО-3, МТО-6 (ВАТ «Ковельсьільмаш»); і розкидачами-валкоутворювачами типу РУН-15Б (ВАТ «Уманьфермаш»).

Слід відмітити, що провідне вітчизняне підприємство – виробник техніки для внесення органічних добрив - ВАТ «Ковельсьільмаш» почало замінювати на машинах власного виробництва горизонтальні розкидальні робочі органи на вертикально розташовані барабани (РТД-5, РТД-7, МТО-7, МТО-12).

Проте належної уваги не приділяється не тільки безпосередньо процесу внесення добрив, але й їх приготуванню. Тому за завантаженні розкидачів в їх кузова разом з добривами може потрапляти цілий ряд сторонніх предметів, з яких найбільш поширеними є мотузки, каміння, цегла, залізні прутки та ін. А при використанні розкидачів з вертикальним розташуванням барабанів, при наявності даних включень, можливі значні поломки внаслідок того, що сторонні домішки, залежно від їх розмірів, можуть заклинюватися між шнековими навівками двох сусідніх барабанів.

В даній ситуації можна рекомендувати використання перевірених часом вітчизняних машин для внесення твердих органічних добрив з горизонтально розташованими барабанами типу РОУ-6, МТО-6, ПРТ-7, ПРТ-10 та ін. При їх роботі добрива разом з домішками транспортуються до розкидального пристрою, нижній подрібнювальний барабан якого рухається назустріч їм, захоплює порцію добрив і подає його до верхнього барабану, який, обертаючись в ту ж сторону, що і нижній, захоплює ці добрива і розподіляє по полю. За рахунок такої простої на перший погляд конструкції розкидачів з двома горизонтально розташованими барабанами досягається достатня надійність їх роботи на внесенні добрив в умовах наших господарств.

Однак основними недоліками даних розкидачів були і залишаються невелика ширина захвату і висока нерівномірність внесення добрив.

Для вирішення виявленої проблеми пропонується конструкція робочих органів подрібнювального і розкидального барабанів машини для внесення твердих органічних добрив, що забезпечить достатньо високу якість внесення добрив за шириною захвату [6].

Робочі органи запропонованого подрібнювального барабана виконано у вигляді чверть еліпсних подрібнювачів, причому кожний із останніх виконаний у вигляді чотирьох чверть еліпсів, встановлених на одній осі, при цьому площини цих чверть еліпсів встановлені під кутом  $\alpha = 45^\circ \dots 65^\circ$  до осі вала подрібнювального барабана з розміщенням малих осей всіх чверть еліпсів кожного чверть еліпсного подрібнювача в одній площині і з забезпеченням проєкцій цих чверть еліпсних подрібнювачів на площину, перпендикулярну до осі валу подрібнювального барабана у вигляді кола.

Робочі органи запропонованого розкидального барабана виконано у вигляді чверть і півеліпсів (рис. 1).

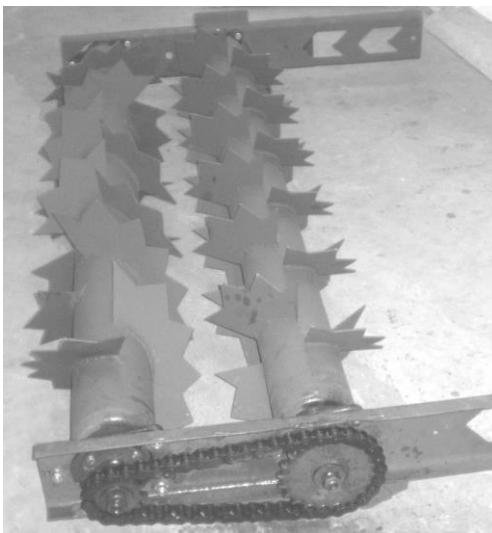


Рис. 1. Удосконалена конструкція розкидального пристрою машини для внесення твердих органічних добрив РОУ-6

**Мета дослідження** полягала у перевірці експериментального зразка розкидача органічних добрив з чверть і півеліпсними дисковими робочими органами в польових умовах.

**Об'єкт та методика досліджень.** Об'єктом досліджень є удосконалені робочі органи розкидача твердих органічних добрив. Польові дослідження виконувалися відповідно до РД 10 7.2–89 «Испытания сельскохозяйственной техники. Машины для внесения твердых органических удобрений. Программа и методы испытаний».

**Результати дослідження.** На базі розкидача РОУ–6 був виготовлений експериментальний зразок для проведення польових випробувань (рис. 2), що проводилися на базі ДГ «Нова Перемога» Любарського району Житомирської області, згідно з умовами, наведеними в таблиці 1.



Рис. 2. Експериментальний зразок розкидача органічних добрив

Таблиця 1. Умови проведення випробувань при транспортуванні і внесенні твердих органічних добрив

Показник	Значення показника
Вид добрив	гній
Насипна щільність добрив, кг/м <sup>3</sup>	735...810
Вологість добрив, %	68,3...71,5
Ступінь розкладання добрив	напівперепрілий
Максимальний розмір грудок добрив, см	19,4
Масова частка грудок добрив, %	
– від 0 до 150 мм включно	86
– понад 150 мм	14
Температура повітря, °С	(+12)...(+8)
Швидкість вітру, м/с	2...3
Напрямок вітру по відношенню до руху машини	різних напрямків
Тип ґрунту	дерново-підзолистий
Рельєф	рівнинний
Вологість ґрунту в шарі від 0 до 10 см, %	19,6...20,3



Результати випробувань для експериментального зразка і серійного розкидача зведено в таблицю 2.

Таблиця 2. Результати випробувань

Показник	Значення показника	
	для експериментального зразка	для серійної машини РОУ-6
Тип машини	напівпричіпна	
Агрегатування, трактор тягового класу (марка)	1,4 (МТЗ-82)	
Кількість обертів ВВП трактора, об./хв	540	
Вантажопідйомність, т	6	
Робоча швидкість, км/год.	6,7	
Доза внесення добрив, т/га		
– задана	15	15
– фактична	15,1	15,5
Відхилення фактичної дози внесення добрив від заданої, %	0,7	3,3
Робоча ширина внесення добрив, м	8	6
Нерівномірність внесення дози добрив, %		
– за робочою шириною	14,1	24,5
– за напрямком руху	7,2	15,8



Рис. 3. До визначення ширини захвату і нерівномірності внесення органічних добрив

**Висновки.** В результаті проведених випробувань встановлено, що використання запропонованого технічного рішення дозволяє забезпечити наступний технічний результат:

- підвищується рівномірність внесення добрив;
- збільшується ширина захвату;
- покращується якість подрібнення добрив.

**Перспективи подальших розвідок** полягатимуть у дослідженні енергоємності і надійності роботи експериментального зразка машини для внесення органічних добрив.

#### Література

1. Якість ґрунтів та сучасні стратегії удобрення / [Д. Мельничук, Дж. Хофман, М. Городній та ін.]; за ред. Д. Мельничука [та ін.]. – К.: Арістей, 2004. – 488 с.

2. Сучасні тенденції розвитку конструкцій сільськогосподарської техніки / [В.В. Адамчук, Г.Л. Баранов, О.С. Барановський та ін.]; за ред. В.І. Кравчука [та ін.]. – К.: Агр. Наука, 2004. – 394 с.

3. Підвищення рівномірності внесення органічних добрив / В.Лебедев // Техніка АПК. – 2004. - № 4. – С. 40.

4. Ясенецький В.Р. Розкидачі органічних добрив // Пропозиція. – 2002. - № 4. – С. 104 – 108.

5. Технология и технические средства для внесения органических удобрений / [Н.М. Марченко, А.Е. Шебалкин, В.В. Воропаев и др.]. – М.: Росагропромиздат, 1991. – 190 с.

6. Пат. 85210 Україна, МПК А01С 3/06. Розкидач органічних добрив / В.О. Дубровін, М.К. Лінник, С.М. Герук, С.М. Хоменко [та ін.]; заявник та патентотримач Державний вищий навчальний заклад «Державний агроекологічний університет». – № а 2006 07329; заявл. 03.07.2006; опублік. 12.01.2009, Бюл. № 1.

7. РД 10 7.2–89 «Испытания сельскохозяйственной техники. Машины для внесения твердых органических удобрений. Программа и методы испытаний». – 76 с.

*Рецензент д.т.н. проф. І.Г. Гарбар*

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ПНЕВМАТИЧНОГО ЗАБІРНОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ ДОБУВАННЯ САПРОПЕЛЮ**

*У статті наведено конструкцію та результати експериментальних досліджень пневматичного забірною пристрою для добування сапропелю.*

**Постановка проблеми.** Серед відомих засобів для добування сапропелю незначна частина припадає на ті, які здатні добувати сапропель природної вологості. Проте такі пристрої перебувають лише на стадії дослідження і у більшості випадків є метало- та енергоємними. Засоби, які знайшли застосування у промислових умовах, насичують поклади вологою, що, у свою чергу, спричинює додаткові затрати на їх зневоднення для подальшого використання.

Придатний стан сапропелю для товарного використання визначається його вологістю, яка повинна бути меншою від 60%. Для зменшення додаткових затрат на зневоднення сапропелю необхідно добувати поклади природної вологості (92-96%), а також прагнути до їх зневоднювати під час добування. Тому на сьогоднішній день гостро стоїть питання зниження енергетичних витрат на отримання сапропелевої сировини шляхом добування покладів природної вологості.

**Аналіз останніх досліджень.** Питанням добування сапропелю займалось широке коло вчених як в Україні, так і за кордоном [1, 2, 3, 4, 5].

Загалом засоби для добування сапропелю можна поділити залежно від робочого органу на механізовані і гідромеханізовані, які, в свою чергу, можуть бути активні та пасивні. Також застосовуються пневматичні або вакуумні насоси.

Досвід робіт із гідромеханізованого добування сапропелю показує, що залежно від умов і характеру залягання необхідно застосовувати різні за призначенням та конструкцією забірні пристрої [5].

Перевагою даного засобу є:

- відсутність потреби в осушуванні водойми;
- екскавацію сапропелів можна вести при будь-якій глибині водного дзеркала;

- транспортування сапропелю здійснюється трубопроводом до місця складування або зневоднення одразу ж після добування однією операцією;

- невисока складність устаткування;

- процес легко піддається автоматизації;

- висока продуктивність при малій затраті робочої сили на обслуговування.

Недоліком даного засобу являється надмірне насичення покладів вологою під час добування шляхом розрихлення їх водним струменем [5].

З метою зменшення вологонасичення сапропелю під час добування замість гідравлічних розрихлювачів забірні пристрої оснащують механічними, у вигляді фрез [3, 4]. Дані пристрої ефективно застосовувати на великих озерах із високозольними покладами карбонатного і кремнеземистого типів, природна вологість яких не більша 90%. В цілому вони менш продуктивніші та більш металомісткі і енергозатратні [3, 4].

Італійська фірма Pneuma разом з японськими дослідниками займається розробкою пневматичних камерних насосів для глибинних робіт, які забезпечують добування сапропелю [2].

Перевагою даних пристроїв є:

- висока всмоктуюча здатність і продуктивність;

- можливість всмоктування сировини природної вологості навіть без попереднього розрихлення;

- розробка може проводитись на глибині від 0 до 200 м;

- безперервна дія транспортування вихідного матеріалу;

- низькі експлуатаційні витрати;

недоліками:

- велика металоемкість і габаритні розміри;

- значні енергетичні витрати;

- конструкцією не передбачено зневоднення в процесі добування.

Механічні шнекові пристрої забезпечують високу продуктивність, проте характеризуються обмеженою глибиною добування сапропелю, а також високою енерго- та матеріаломісткістю [5].

**Метою роботи** є розробка конструкції та дослідження роботи пневматичного забірної пристрою із зниженими енергозатратами і металоемкістю, а також здатністю зберігати природну вологість покладів під час добування.

**Результати досліджень.** Для добування сапропелю розроблена та виготовлена експериментальна модель забірної пристрою із пневматичним робочим органом.

Розроблений забірний пристрій (рис. 1) містить корпус 1 у вигляді конічного раструбу, що являє собою усмоктувальний патрубок. Кільцевий напірний трубопровід 2 прикріплений кронштейнами 4 біля краю ширшої внутрішньої сторони корпусу 1. До напірного трубопроводу кріпляться форсунки 3. Разом з кільцевим напірним трубопроводом форсунки призначені для утримання і виходу стиснутого повітря в середину корпусу та виконують роль пневматичного розрихлювача. Також пристрій містить кронштейн 5, яким кріпляється магістраль подачі повітря 6, вихідне вікно 7, транспортуючий трубопровід 8 та захисну решітку 9. Захисна решітка призначена для унеможливлення забивання пристрою об'ємними рештками.

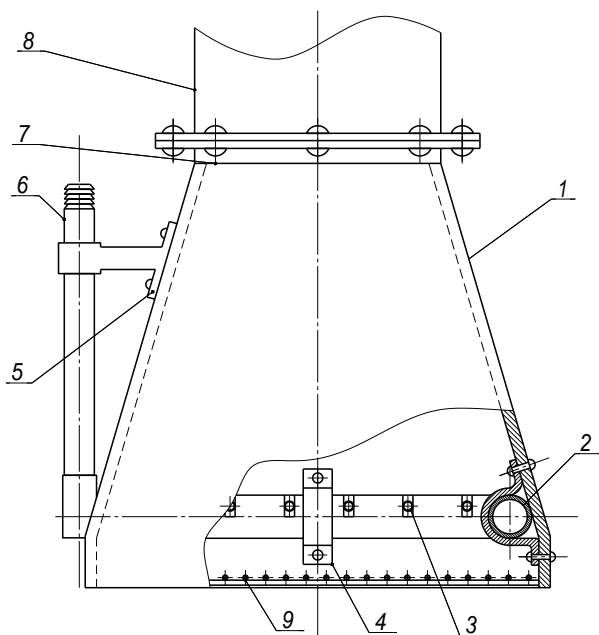


Рис.1. Пневматичний забірний пристрій: 1 - корпус; 2 - кільцевий напірний трубопровід; 3 - форсунки; 4, 5 - кронштейни; 6 - магістраль подачі повітря; 7- вихідне вікно; 8 - транспортуючий трубопровід; 9 - захисна решітка

При роботі пристрою внутрішній шар сапропелю розрізається корпусом 1 і заповнює його порожнину. Стиснуте повітря, яке подається від пневмонасосу (компресора) через гумовий шланг (на кресленні не показано) до магістралі подачі повітря 6 та кільцевого напірного трубопроводу 2 і виходить через форсунки 3, подрібнює сапропель на окремі шматки та потоком суміші повітря з сапропелем у псевдорозрідженому стані одночасно направляється до вихідного вікна 7, де переходить до транспортуючого трубопроводу 8 та подається ним до надводної поверхні.

Конструкція даного пневматичного забірною пристрою була випробувана на оз. Зяцьке Старовижівського району Волинської області. Максимальна висота водного дзеркала 1 м. Метою експериментів було визначити вплив конструктивних та технологічних параметрів на продуктивність пристрою.

Методика проведення експериментів передбачала занурення засобу в сапропель на глибину 2, 3, 4 м з постійним вхідним отвором корпусу діаметром 0,4 м і змінними вихідним вікном та транспортуючими трубопроводами діаметрами 0,028; 0,034; 0,042 м і довжиною 6 м. Після занурення пристрою від компресора подавалось повітря під тиском  $p=200$  кПа, і починався відлік часу (60 с). Оскільки пристрій працює періодично, то фіксувалась кількість поданих порцій за вказаний час та маса п'яти таких порцій протягом одного досліду.

Отримані результати з визначення продуктивності пневматичного забірною пристрою наведені в таблиці.

Таблиця. Експериментальні дані випробування пневматичного забірною пристрою

№ з/п	Діаметр транспортуючого трубопроводу, м	Глибина занурення, м	Продуктивність, $\text{дм}^3/\text{хв}$
1	0,028	2	3,2
2	0,028	3	4,0
3	0,028	4	4,8
4	0,034	2	4,0
5	0,034	3	5,6
6	0,034	4	6,0
7	0,042	2	6,3
8	0,042	3	7,6
9	0,042	4	8,0

**Висновок.** Таким чином, проведені експериментальні дослідження підтвердили роботоздатність розробленої конструкції забірною пристрою. Також встановлено, що на збільшення продуктивності пристрою в межах досліджуваного діапазону суттєвий вплив мають зростання глибина добування та діаметр транспортуючого трубопроводу.

#### Література

1. Лопото М.З., Евдокимова Г.А., Кузьмицкий П.Л. Сапропели в сельском хояйстве. – Мн.: Наука и техника, 1992.– 216с.
2. [www.pneuma.lv](http://www.pneuma.lv).
3. Харин А.И., Новиков М.Ф. Гидромеханизация земляных работ в строительстве. – М.: Стройиздат, 1989 – 192с.
4. Фомин А. Н. Технология добычи местных удобрений. – Мн.: Высшая школа, 1969. – 296 с.
5. Лопотко М.З. Сапропели БССР их добыча / Под ред. академика Г.В. Богомолова. - Минск: Наука и техника, 1974. – 208с.

*Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс*

УДК 621.869.88:635.64

М.А.Цыганенко, В.И.Мельник, к.т.н.  
Харковский НТУСХ

## **О ПРИМЕНЕНИИ ВИБРОИЗОЛИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ В ТРАНСПОРТНОЙ ТАРЕ ДЛЯ ПЛОДОВ И ОВОЩЕЙ**

*Выполнены теоретические обоснования применения виброизоляции в транспортной таре для легкоповреждаемых плодов и овощей, а также практические расчеты суммарной жесткости пружин подвески в создаваемой таре.*

**Постановка проблемы.** Увеличение производства овощей, повышение качества и сокращение потерь продукции овощеводства непосредственно связаны с эффективностью процесса транспортирования. Несвершенство транспортной тары, в которой повреждаются овощи при транспортировке и низкий уровень механизации погрузочно-разгрузочных операций приводят к

сокращению производства плодоовощной продукции. На погрузочно-разгрузочные и транспортные работы приходится 40...45% трудоемкости и 64...66% издержек к затратам в сфере механизации сельскохозяйственного производства [1].

Большие потери, около трети выращенного урожая, плодоовощной продукции при хранении и транспортировке, обусловлены несовершенством технических средств и отсутствием специализированных контейнеров и оборудования для овощей и плодов, которые легко повреждаются.

**Цель исследований.** Плодоовощная продукция и её свойства предъявляют жесткие требования к создаваемой транспортной таре. К основным требованиям относятся следующие:

- обеспечение лучшей сохранности перевозимых овощей;
- обеспечение эффективной механизации погрузочно-разгрузочных, транспортных и складских работ;
- удобство использования в качестве транспортного, уборочного и торгового оборудования;
- достижение высоких технико-эксплуатационных показателей, прежде всего таких, как собственная масса, коэффициент использования грузоподъемности транспортных средств.

Выполнение перечисленных требований легче всего обеспечить, используя контейнерную тару. При этом контейнер должен иметь обоснованную грузоподъемность (габариты и количество секций) и такую конструкцию, которая обеспечит удобство работы с ним и минимальные механические воздействия на плоды в процессе перевозок и хранения.

В практике перевозок плодоовощной продукции достигнутая величина показателя демпфирования превышает 1/3. И это в случае, когда тара не предусматривает собственных устройств демпфирования. Если же в конструкции контейнера их применить, то удастся еще больше снизить уровни динамических воздействий на транспортируемые плоды.

**Результаты исследований.** При создании транспортной тары с устройствами демпфирования необходимо понимать, что контейнер и автомобиль следует понимать как систему (рис. 1), характеризующуюся рядом параметров.



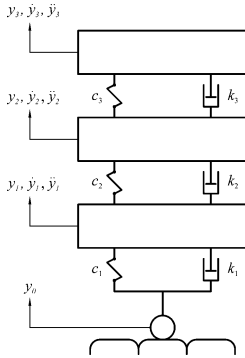


Рис. 1. Схема системы «автомобиль – секция контейнера»

Важнейшими среди них являются:  $m_1$  и  $m_2$  — неподрессоренная и прдрессоренная массы автомобиля;  $m_3$  — масса секции контейнера с грузом (в кг);  $c_1$ ,  $c_2$  и  $c_3$  — жесткость шин, рессорной части подвески автомобиля и демпфирующих элементов контейнера (в  $10^3$  Н/м);  $k_1$ ,  $k_2$  и  $k_3$  — коэффициенты демпфирования шин, элементов подвески автомобиля и демпфирующих элементов секции контейнера (в  $10^3$  Н·с/м).

Дифференциальные уравнения движения рассматриваемой

системы имеют вид [2]:

$$\begin{cases} m_3 \ddot{y}_3 + k_3 (\dot{y}_3 - \dot{y}_2) + c_3 (y_3 - y_2) = 0 \\ m_2 \ddot{y}_2 + k_3 (\dot{y}_2 - \dot{y}_3) + k_2 (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + c_3 (y_2 - y_3) + c_2 (y_2 - y_1) = 0 \\ m_1 \ddot{y}_1 + k_2 (\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + k_1 \dot{y}_1 + c_2 (y_1 - y_2) + c_1 y_1 = k_1 \dot{y}_0 + c_1 y_0 \end{cases} \quad (1)$$

Решение системы дифференциальных уравнений (1) будет существенно проще, если предположить, что  $k_1 = k_2 = k_3 = 0$ . Такой подход оправдан с нескольких позиций. Во-первых, в транспортировке контейнеров могут принимать участие автомобили различных классов и конструкций, характеризующихся различными значениями параметров  $k_1$  и  $k_2$ . Во-вторых, вариант при  $k_1 = k_2 = k_3 = 0$  является существенно более жестким, что обеспечивает некий запас по демпфированию. В-третьих, в области низкочастотного резонанса величина собственной частоты  $\omega$  весьма слабо зависит от  $k_1$ ,  $k_2$  и  $k_3$  и, напротив, практически полностью определяется величинами жесткостей  $c_1$ ,  $c_2$  и  $c_3$  [3]. Последний фактор является главным. С учетом оговоренных ограничений, система (1) приводится к виду [4]:

$$\omega^6 + A_2 \omega^4 + A_1 \omega^2 + A_0 = 0, \quad (2)$$

$$\text{где } A_0 = -\frac{c_1 c_2 c_3}{m_1 m_2 m_3}, \quad (3)$$

$$A_1 = \frac{c_1 c_2}{m_1 m_2} + \frac{c_1 c_3}{m_1 m_2} + \frac{c_1 c_3}{m_1 m_3} + \frac{c_2 c_3}{m_1 m_2} + \frac{c_2 c_3}{m_1 m_3} + \frac{c_2 c_3}{m_2 m_3}, \quad (4)$$

$$A_2 = - \left( \frac{c_1}{m_1} + \frac{c_2}{m_1} + \frac{c_2}{m_2} + \frac{c_3}{m_2} + \frac{c_3}{m_3} \right), \quad (5)$$

где  $\omega$  — частоты собственных колебаний системы «автомобиль – секция контейнера», которую предстоит вычислить.

Числовое значение жесткости шин  $c_1$  мало зависит от грузоподъемности автомобиля и лежит в интервале 1920 – 3236 x 10<sup>3</sup> Н/м [5]. Обычно в качестве среднего значения принимают  $c_1 = 2000 \times 10^3$  Н/м [3], что соответствует автомобилю грузоподъемностью 3 тонны.

Жесткость  $c_2$  рессорной части подвески автомобиля укладывается в интервал от 564 до 729 x 10<sup>3</sup> Н/м [3, 5], который охватывает автомобили грузоподъемностью от 3 до 5 тонн. Мы же будем ориентироваться на трехтонные автомобили. Это связано с тем, что производство плодоовощной продукции в мировом сельском хозяйстве чаще всего приходится на небольшие фермы, где доминируют автомобили средней грузоподъемности. В работе [3] для автомобилей средней грузоподъемности (подрессоренная масса  $m_2 = 3140$  кг) рекомендуется  $c_2 = 564 \times 10^3$  Н/м. При этом предполагается, что неподрессоренная масса  $m_1 = 590$  кг.

При разработке конструкции подвески секции контейнера нам необходимо решить уравнение (2) относительно собственной частоты  $\omega$  для диапазона значений  $m_3 \in [65, 85]$ ,  $c_3 \in [150, 550]$ , которые охватывают ожидаемые величины и представлены на рис. 2.

Из рисунка видно, что три положительные (физически осмысленные) корни  $\omega_1$ ,  $\omega_2$  и  $\omega_3$  уравнения (2), представляющие собой собственные частоты колебаний системы «автомобиль – секция контейнера», укладываются в интервал частот  $\omega_i \in [0,5; 3,0]$  ( $i = 1, 2, 3$ ).

Колебания неподрессоренных масс, возникающие при движении транспортных средств по неровностям дороги, характеризуются частотами 6...14 Гц [6] и зависят от давления в шинах, жесткости рессор и загрузки автомобиля. Эти колебания постоянно поддерживаются в результате пополнения энергией от толчков, вызываемых неровностями дороги, и поэтому могут рассматриваться как возбуждающие колебания  $\Omega$ .

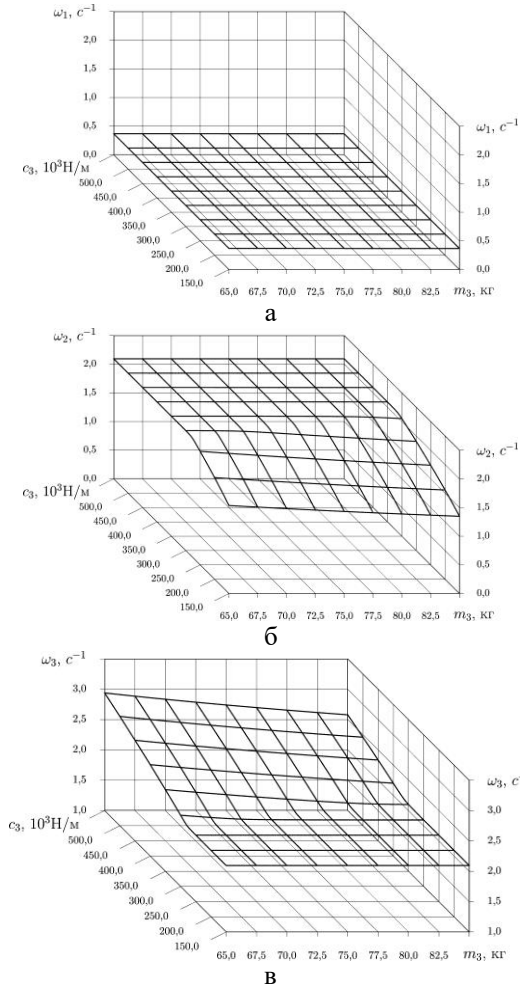


Рис. 2. Положительные корни  $\omega_1$  (а),  $\omega_2$  (б) и  $\omega_3$  (в) уравнения (3.18): неподдресоренная масса автомобиля  $m_1=590$  кг; поддресоренная масса авто-мобиля  $m_2=3140$  кг; масса секции контейнера с грузом  $m_3 \in [65, 85]$ ; жесткость шин  $c_1=2000 \times 10^3$  Н/м; жесткость рессорной части подвески автомобиля  $c_2=564 \times 10^3$  Н/м; жесткость демпфирующих элементов контейнера  $c_3 \in [150, 550] \times 10^3$  Н/м

Из последних двух абзацев можно сделать вывод, что в нашем случае, если в конструкции контейнера не предусмотреть демпфирования ( $k_3 = 0$ ), то фактические вертикальные нагрузки на плоды  $P_B$  не превысят статические  $P_C$  более чем в 3 раза. Другими словами, когда в конструкции контейнера имеется пружинная подвеска секций, то гасители колебаний устраивать не обязательно, хотя и желательно. Ведь в этом случае  $k_3 > 0$ .

**Выводы.** В качестве устройства демпфирования может служить пружинная подвеска в отношении которой можно сделать вывод, что она может быть реализована по-разному, важно только, чтобы значения суммарной жесткости пружин подвески укладывались в исследованный диапазон  $c_3 \in [150, 550] \times 10^3$  Н/м.

#### Литература

1. Кормаков Л.Ф. Автомобильный транспорт АПК: организация и экономика /Кормаков Л.Ф. – М.: Транспорт, 1990. – С. 232.
2. Циганенко М.О. Зменшення рівня механічного впливу на томати при транспортуванні /М.О.Циганенко, В.І.Мельник // Вісник аграрної науки. – 1999. – №11. – С.49 – 52.
3. Успенский И.Н. Проектирование подвески автомобиля /И.Н. Успенский, А.А. Мельников. – М.: Машиностр., 1976. – 168 с.
4. Мельник В.И. Уплотнение идеально-связной среды между параллельными вертикальными стенками — построение сетки линий скольжения /В.И. Мельник //Вібрації в техніці та технологіях. – 2006. – № 1(43). – С. 79– 86.
5. Шасси автомобиля: атлас конструкций.; учеб. пос. для вузов / Цымбалин В.Б., Успенский И.Н., Коняшов В.В. и др. - М.: Машиностр., 1977. – 108 с.
6. Яценко Н.Н. Плавность хода грузовых автомобилей / Н.Н. Яценко, О.К. Пругчиков. – М.: Машиностр., 1969. – 220 с.

*Рецензент д.т.н., проф. В.И. Пастухов*

Л.А. Чурсіна, д.т.н., М.А. Коваленко, к.т.н., О.О. Горач  
Херсонський національний технічний університет

## ЛЬОНАРСТВО – ІСТОРИЧНЕ МИНУЛЕ І ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ

*У роботі наведена динаміка вирощування льону олійного, проведений порівняльний аналіз анатомічної та морфологічної будови льону олійного в порівнянні з льоном-довгунцем. Особливу увагу приділено необхідності розробки ресурсозберігаючих технологій комплексної переробки льону олійного на основі багатого світового досвіду.*

**Постановка проблеми.** Льон увійшов в побут людини з давніх-давен: в Індії, Китаї, Єгипті, Закавказзі його використовували за 3-4 тис. років до нашої ери. У фрагментах спайних будівель у Швейцарії, котрі відносяться до кам'яного віку, знайдено стебла льону з коробочками й насінням, залишки тканин з льону, ниток, мотузок. За 5 тисяч років до нашої ери в Єгипті культура льону була добре відомою – мумій загортали в полотно з льону. Первинні слов'янські племена також добре знали цю культуру і вміли з льону виготовляти прядиво, а з насіння – олію [1]. В 12-16 століттях льон стає основною технічною культурою всіх руських князівств, широко використовується в торгівлі із заморськими країнами, на нього вводиться державне мито.

Зараз льон культивують у багатьох країнах світу (рис. 1). Більше 70% посівів у світі складає льон олійний. За даними ФАО, посівна площа льону олійного в світі становить майже 3,5 млн га [2].



Рис. 1. Льonosіючі країни (заштриховані)

Дуже інтенсивно розвиваються посіви олійного льону у Канаді і складають 811,5 тис. га та у Індії - 930,00 тис. га, тобто майже мільйон гектарів. Посівні площі олійного льону в тис. гектарів у 1999 році подані в таблиці [3].

Таблиця. Об'єми посівних площ льону олійного серед світових держав, тис. га

<b>Всього у світі</b>	3489,786	Мексика	0,002
<b>Всього у Європі</b>	598,111	Непал	55,000
<i>За окремими країнами.:</i>		Нідерланди	4,000
Австрія	4,000	Нова Зеландія	0,500
Аргентина	101,000	Пакистан	7,974
Афганістан	39,000	Польща	3,724
Бангі	68,820	Російська Федерація	61,250
Білорусія	70,000	Румунія	2,504
Бельгія	10,000	Словаччина	0,322
Болгарія	0,058	Об'єднане Королівство	101,000
Бразилія	17,000	США	135,170
Угорщина	0,200	Туніс	2,200
Німеччина	110,048	Туреччина	0,300
Єгипет	15,000	Узбекистан	3,000
Індія	930,000	Україна	26,000
Ірак	0,590	Уругвай	2,500
Іран, Ісламська республіка	0,744	Франція	44,500
Іспанія	91,000	Хорватія	0,015
Італія	1,000	Чеська республіка	2,017
Казахстан	50,000	Чилі	1,000
Канада	811,500	Швеція	14,100
Кенія	0,900	Еквадор	0,075
Китай	570,000	Еритрея	3,000
Латвія	2,200	Естонія	0,323
Литва	6,100	Ефіопія	71,000

В Україні в останні роки посіви льону олійного також значно зростають, особливо в південному регіоні: Запорізькій, Херсонській, Миколаївській та Одеських областях. Так, якщо в 1999 році під льоном олійним було зайнято в Україні 26 тис. га (табл. 1), то в 2006 році - 38,9 тис. га (рис.2).

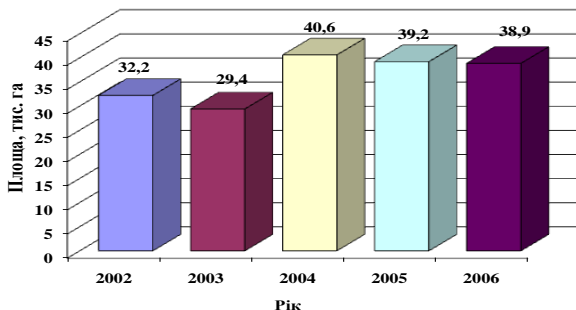


Рис. 2. Динаміка вирощування льону олійного в Україні у 2002-2006 рр.

Динаміка стрімкого збільшення посівних площ спостерігається і в Херсонській області (рис. 3). Так, якщо у 2003 році посівні площі під культурою склали 0,7 тис. га, то в 2006 році вони зросли майже в п'ять разів і склали 4,9 тис. га.

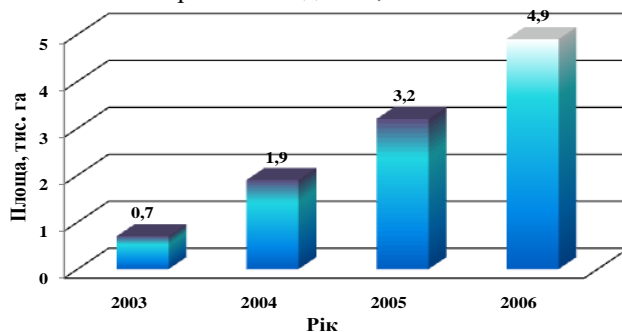


Рис.3. Динаміка вирощування льону олійного в Херсонській області у 2003-2006 рр.

Збільшення посівів під культурою пояснюється тим, що насіння льону олійного знайшло широке використання в фармацевтичній промисловості за кордоном і в Україні для одержання кислот Омега-6 і Омега-3, які мають велике значення в лікуванні онкозахворювань.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** До цього часу використання продукції із льону олійного в Україні одностороннє: це насіння, яке в основному йде на експорт. Стебла цієї культури практично не використовуються.

Так, в дослідному господарстві Асканійське Херсонської області солома льону олійного після збирання насіння спалювалась, в результаті чого господарство наразилося на санкції правоохоронних органів. Отже, проблема залишається критичною, не дивлячись на те, що в світі відомі технології з повного використання стебел для виробництва будівельних плит, композитних матеріалів, котробрикетів, шпагату, вірвовок, нетканих текстильних виробів, ефірів целюлози, паперу, теплоізоляційних матеріалів. Комплексне використання стебел і насіння льону олійного, як свідчить світовий досвід, підвищить продуктивність цієї культури, дасть можливість наповнити ринок України новими екологічно чистими целюлозовмісними матеріалами.

У наш час питаннями використання льону олійного достатньо широко займаються в усьому світі. Але в основному ці дослідження направлені на переробку насіння. Щодо робіт з переробки стебел соломи льону олійного на волокно та його переробки, то їх недостатньо.

**Метою роботи** є розробка технологічних процесів одержання волокна, яке відповідало б вимогам виробництва товарів широкого вжитку.

**Результати дослідження.** З наведених вище діаграм видно, що спостерігається тенденція стрімкого збільшення посівних площ льону олійного, але, на превеликий жаль, така цінна культура, не повною мірою використовується промисловістю. Це перш за все пов'язане з відсутністю технологічних процесів приготування трести із соломи льону олійного та його механічної обробки, які дозволили одержувати волокно з новими технологічними характеристиками, придатними для використання в багатьох галузях промисловості.

Існуючі технології приготування трести льону-довгунця не придатні для застосування їх з метою переробки соломи льону олійного, оскільки його стебла набагато відрізняються не лише за морфологічними та геометричними ознаками від льону-довгунця, а й за хімічним складом.

Передумовою для розробки цих технологічних процесів є більш глибоке дослідження анатомічної, морфологічної будови та хімічного складу льону олійного та льону-довгунця. Знаючи морфологічну будову стебел, можна визначити в певних межах



урожайність волокна та якісну його характеристику, а також поведінку стебел в процесі їх перетворення у тресту та параметри переробки трести в волокно.

Стебло є продуктивною частиною льону. Розрізняють загальну та технічну довжину стебла. Перша вимірюється відстанню від місця кріплення сім'ядольних листочків до верхівки найвище розміщеної у суцвітті коробочки, друга - від місця кріплення сім'ядольних листочків до початку розгалуження суцвіття.

Щодо до довжини і товщини стебла, то між двома групами льону у цьому відношенні спостерігається велика різниця.

Відомо, що волокно з більш високими показниками якості отримують з більш тонких стебел. Стебла льону з діаметром 1,1 - 1,3 мм вважаються тонкими, якщо їх довжина перевищує 80 - 85 см, і товстими, якщо їх довжина 50 - 55 см. Стебла досліджуваних сортів льону олійного при середній технічній довжині 44 см мають діаметр в середній частині 1,3 мм, таким чином, являються товстими. У льону-довгунця довжина технічної частини стебла змінюється у межах 60-90 см, а товщина - 0,8-1,2 мм, тому його відносять до тонкостебельних [4]. Ця різниця визначає значення таких показників, як миклість та збіжистість.

Багато дослідників показали, що миклість та збіжистість характеризують кількісно та якісно кількість волокна у стеблах [4]. Анатомічна будова стебла в значній мірі залежить від його зовнішніх властивостей: загальної та технічної довжини, його товщини, миклості (відношення довжини до товщини), довжини розгалуженої частини, кольору стебла, ступеня розвитку кореневої системи і т.д. [5]. Високий вміст деревини у стеблах впливає на питомий вміст в них волокна, тому в стеблах, що мають широкий поперечний розріз, вміст волокна менший у порівнянні з тонкими стеблами [6, 7].

За зовнішньою формою стебла можна визначити якість волокна, яке воно містить у собі. Дослідженнями встановлено, що луб'яні жмути у льону-довгунця складаються з більш довгих клітин, що визначає їх високу питому міцність. Довгі та тонші елементарні волокна забезпечують велику поверхню взаємного зіткнення, за рахунок чого міцність технічного волокна підвищується. Міцність спайок, у свою чергу, залежить від хімічного складу склеюючих речовин, тобто пектину й лігніну. Лігнін збільшує міцність спайок, а отже, і технічного волокна. У льону олійного довжина елементарних волокон менша, ніж у льону-довгунця, тому він характеризується високим ступенем одерев'яніння технічного волокна, що значною мірою обумовлено цементуючим впливом лігніну, у льону-довгунця з

відносно довгими елементарними волокнами – величиною поверхні взаємного зіткнення волокон, тобто їх довжиною та тониною [8].

Крім того, волокно з різних зон стебла суттєво відрізняються за хімічним складом. Найбільший вміст лігніну, як відомо, знаходиться у волокні, отриманому з гузиревої частини. Крім того, виявлено тенденцію до зниження вмісту пектинових речовин від верхівки до гузиря. Максимальним вмістом целюлози характеризується середня частина, а мінімальним – гузир [9].

Різне практичне застосування льону-довгунця та льону олійного не тільки виявляється у зовнішньому вигляді, але має своє глибше пояснення. Більш галузистий та низькорослий льон олійний значно відрізняється від високорослого тонкого та слабо розгалуженого льону-довгунця. Волокна льону-довгунця розміщені правильно окресленими широкими та відносно глибокими жмутами (мається на увазі глибина у радіальному напрямленні на поперечному розрізі). Окремі волокна мають гостро куткові поперечні зрізи, одерев'яніння майже не помітне у місцях прилягання кутів клітин. Льон олійний має рихлі жмути з менш правильними зубчатими окресленнями на поперечному зрізі, поперечний зріз окремих волокон скоріше округлий, і тому вони менш тісно прилягають один до одного.

Питома міцність волокна, його здатність до поділу на тонкі комплекси, гнучкість є основними властивостями, що характеризують якість волокон [6]. Довжина, товщина є основними ознаками при оцінці стебел як промислової сировини. Проте існує і ряд інших ознак, які дають можливість уточнити цю оцінку. До таких ознак відносять: розгалуженість, ступінь розвитку коренів, жорсткість, важковагомість, однорідність, засміченість, пошкодженість.

Відомо, що розгалуженість залежить від густоти стеблостою. Зріджені посіви дають більш розгалужені стебла, що мають добре розвинену деревину з меншим вмістом волокна.

На основі проведеного аналізу анатомічної будови та хімічного складу можна зробити висновок, що оскільки між двома групами льону спостерігається велика різниця, то характер протікання технологічного процесу одержання трести з соломи льону олійного та її обробка буде суттєво відрізнятися від льону-довгунця. Технологічні параметри, режими, способи одержання трести та механічна переробка льону олійного потребує розробки нових технологічних процесів, враховуючи особливості анатомічної та хімічної будови цієї групи льону.

Інші країни світу виявляють неабияку зацікавленість у використанні льону олійного [10]. Багатий світовий досвід

використання соломи льону олійного показує, що питання переробки соломи льону олійного є актуальним і необхідним. Тому важливим і актуальним завданням на сьогоднішній день є використання всього закладеного в рослині потенціалу: волокна, насіння та відходів у вигляді полови та костриці на основі багатого світового досвіду.

**Висновки.** Європа та інші країни світу проявляють неабияку зацікавленість до використання льону олійного. Підвищений інтерес до культури льону олійного за кордоном змушує переглянути відношення до неї, бо в саме цих країнах її використовують для виготовлення різних видів продукції у багатьох галузях промисловості. На основі величезного світового досвіду використання соломи льону олійного можна зробити висновок, що солома олійного льону є дуже цінною сировиною, хоча на сьогодні вона залишається другорядним продуктом, проте при відповідній підготовці її можна використати для виготовлення різних товарів народного вжитку. Але існує визначена технологічна та маркетингова перепона для використання волокнистого промислового матеріалу – це недолік свідчень про фізико-механічні властивості волокон олійного льону. Крім того, між виробниками льняної соломи і промисловими підприємствами, які б могли використовувати її, до цих пір не має потрібних виробничих контактів. Для того, щоб конкурувати з використовуваними на сьогоднішній день промисловими волокнами (скло, синтетика, сизаль та ін.) необхідно консультиватися зі спеціалістами, які використовують лляні волокна та знають їх властивості.

#### Література

1. Гаврилюк М.М., Саламатенко В.Н., Чехов А.В., Федорчук М.І. Олійні культури в Україні: Навч. посіб. / За ред. Саламатенко В.Н. – 2-ге вид., переробл. і допов. – К.: Основа, 2008. –420 с.
2. Живетин В.В., Гинзбург Л.Н., Ольшанская О.М. Лен и его комплексное использование. –М.: Информ-Знание, 2002. –400 с.
3. Дослідження у області нового застосування нат. волокон: Зб. консулат. FAO/ Інститут нат. волокон. Познань, Польща, – 1999.
4. Скорченко А.Ф., Карпець І.П. та ін. Основи ведення льонарства в сучасних умовах. – К.: Нора-Прінт, 2002.
5. Сизов И.А. Закономерности развития и роста льна под влиянием внешних факторов // – Тр. по прикладной ботанике, генетике и селекции. - М., 1963. –Т. 35. - Вып. 3. - С.117-119.
6. Соловьев А.Я. Льноводство. - М.: Агропромиздат, 1989.- 319с.
7. Соловьев А.Я. Льноводство. - М.: Колос.-1978.-326с.

8. Эллады Е.В. Лен.-В кн.: Культурная флора СССР. Е.5. - М.: Изд-во АН СССР, 1940. - С.109-207.

9. Ордина Н.А. Оценка качества волокна в льняных стеблях по анатомическим признакам //Лен и конопля. - №6. - 1973. - С.29.

10. Bast Plant in the New Millenium, Познань, Польша, INF, - 2001.

*Рецензент д.т.н., проф. М.І. Валько*

УДК 631.363.25.032-131.1

В.І. Шаповалов, д.т.н., І.Г. Дейнека, к.т.н., Я.І. Нежинський  
Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля

## **ОБҐРУНТУВАННЯ СХЕМИ МАЛОГАБАРИТНОГО ПОДРІБНЮВАЧА ХАРЧОВИХ І КОРМОВИХ ПРОДУКТІВ**

*Аналізуються малогабаритні технічні засоби для подрібнювання овочів, фруктів і корнеклубнеплодів і обґрунтовується раціональна конструктивно-технологічна схема для подальшої розробки.*

**Постановка проблеми.** Вітчизняна промисловість практично не випускає в достатній кількості малогабаритної гнучкої техніки для переробки харчових і кормових продуктів, що стримує розвиток малих підприємств у харчовій промисловості і фермерських господарствах у сільськогосподарському виробництві. Тому розробка і впровадження у виробництво малогабаритної гнучкої техніки для переробки сільськогосподарських продуктів на харчові і кормові цілі є актуальним завданням.

**Метою статті** є обґрунтування гнучкої малогабаритної конструктивно-технологічної схеми для переробки овочів, фруктів і корнеклубнеплодів на харчові і кормові цілі.

**Результати дослідження.** Найпоширенішими є подрібнювачі з робочими органами у вигляді вертикального вала з ножовим або тертковим диском, установлюваного безпосередньо на вал електродвигуна. При цьому спрощується конструкція, знижується матеріалоємність і витрати на виготовлення машин, спрощується технічне обслуговування. Поряд із цим випускається подрібнювачі з окремо розмішеними робочими органами, що з'єднуються з

електродвигунами за допомогою муфти, кубістської передачі і т.д., що усуває поломки при влученні сторонніх предметів або перевантаження робочої камери переробляємим предметом.

Системний підхід і обґрунтування кращих рішень визначає необхідність використання для оцінки найкращого варіанта декількох критеріїв. Проблема полягає в тому, що кожний з узагальнених критеріїв досягає свого кращого значення при різних сполученнях шуканих характеристик системи. Можлива також наявність суперечливих критеріїв, коли зміни характеристик системи метою поліпшення одного з них викликає погіршення іншого.

Використовуємо метод багатокритеріальних завдань, а також метод багатокритеріального вибору рішень із застосуванням інтегрального критерію відстані до мети, що може бути використаний для рішення подібних завдань без залучення громіздкого математичного апарата [1].

У загальному виді математична модель багатокритеріального завдання описується вираженням:

$$MM = \langle \eta, S, U, L, H, \phi \rangle, \quad (1)$$

де  $\eta$  - тип багатокритеріального завдання (оптимізація, ранжирування, вибір);  $S$  - безліч варіантів характеристик оцінюваних систем;  $U$  - безліч критеріїв, за якими оцінюється система;  $L$  - шкала оцінок за кожним критерієм;  $H$  - система переваг на безлічі варіантів  $S$ ;  $\phi$  - вирішальне правило, що на безлічі варіантів задає відношення переваги відповідно до системи переваг  $H$ .

Досліджувалися наступні машини:

1. А 9-КРВ «Ритм» - призначена для здрібнювання різних видів корені бульбоплодів і овочів на кубики, стовпчики і кружки [2];

2. ВДР-5 - призначена для здрібнювання різних видів плодів і фруктів [3];

3. А 1-КДП - призначена для здрібнювання пряностей, різних видів плодів і фруктів [2];

4. МШ-10000 - призначена в основному для шинкування капусти й для різання корнеклубнеплодів [2];

5. ИУФ-3 - призначений для подрібнювання різних видів харчових і кормових продуктів, їхнього змішування, дроблення й сушіння [1,4].

Для здійснення техніко-економічної оцінки досліджуваних агрегатів використовувалися дані паспортів і інших джерел.

Для вибору оптимального апарата проведена багатокритеріальна оцінка за наступними показниками:

1. Мінімум енергоємності (N, кВт/год.).

2. Мінімум матеріалоемності ( $M$ , кг).
3. Максимум гнучкості апарата ( $Y_n$ ).
4. Продуктивність апарата ( $Q_n$ , кг/год.).

Ці оцінні критерії прийняті нами як основні техніко-економічні показники використання апаратів. Для полегшення побудови багатокритеріальної моделі були використані зворотні величини показників гнучкості ( $Y_n$ ) і продуктивності ( $Q_n$ ):

$$K_y = 1/Y_n \quad (2)$$

$$K_q = 1/Q_n \quad (3)$$

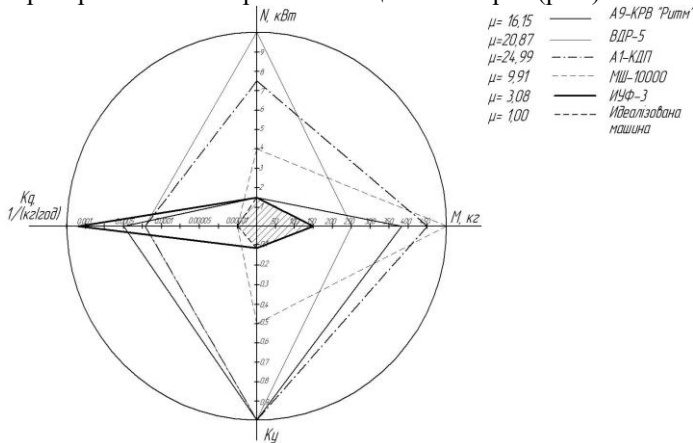
Це дозволило забезпечити вибір оптимального агрегату при мінімізації всіх оціночних показників.

Після визначення оціночних показників по кожному агрегату їх критеріальні дані були занесені в таблицю 1.

Таблиця 1. Абсолютні значення оцінних критеріїв

Назва машини	Енергоємність $N$ , (кВт/год)	Маса $M$ , (кг)	Зворотна величина продуктивності, $K_q$ , (1/кг/год)	Зворотна величина гнучкості, $K_y$
А9-КРВ «Ритм»	1,5	380	0,0005	1
ВДР-5	10,0	250	0,0002	1
А 1-КДП	7,5	450	0,002	1
МШ-10000	4,0	500	0,00001	0,5
ИУФ-3	1,5	150	0,002	0,11

По отриманим критеріальним даним побудований багатокритеріальний компромісний оцінний апарат (рис.).



Багатокритеріальна оціночна модель

Рис. Багатокритеріальна оціночна модель

Для визначення інтегральної відстані до мети кожної з порівнюваних машин зробили відносне порівняння їхніх площ за вираженням:

$$\mu_j = P_j / P_u, \quad \mu_j \geq 1, \quad (4)$$

де  $P_j$ ,  $P_u$  - відповідно площі багатокутників  $j$ -го й ідеалізованого оптимального варіантів.

Величини отриманих площ чотирикутників являють собою узагальнену компромісну багатокритеріальну оцінку відповідних агрегатів. Знайдені значення узагальненого критерію відстані до мети були занесені в таблицю 2. Найменше зі знайдених значень узагальненого критерію відстані до мети визначає оптимальний агрегат.

Таблиця 2. Значення узагальненого критерію відстані до мети ( $\mu_j$ ) порівнюваних машин

Назва машини	$\mu_i$
А 9-КРВ «Ритм»	16,15
ВДР-5	20,87
А 1-КДП	24,99
МШ-10000	9,99
ИУФ-3	3,08

**Висновки.** Аналіз оцінної моделі показує, що в цьому випадку машина ИУФ-3 перебуває на першому місці, тому що його узагальнений критерій відстані до мети найменший і дорівнює  $\mu_i=3,08$ .

Надалі буде необхідно визначити параметри подрібнюючих робочих органів при подрібнюванні овочів, фруктів, корнеклубнеплодів і качанів кукурудзи з метою підвищення гнучкості агрегату.

#### Література

1. Шаповалов В.И. Механизация уборки незерновой части урожая зерновых культур путем разработки и внедрения в производство гибких технических средств к зерноуборочным комбайнам. - Луганск: Світлиця, 2002. - 284 с.
2. Машины и аппараты пищевых производств. В 2 кн.: Уч. для вузов / Под ред. Панфилова. - М.: Высш. шк., 2001. - 703 с.: ил.
3. Зайчик Ц.Р. Технологическое оборудование винодельческого производства. - М.: Колос, 2005. - 345 с.: ил.
4. Вольвак С.Ф. Обґрунтування технолопчного процесу і параметрів робочих органшв гнучкого ушверсального агрегату у варіанті подрібнення грубих кормів: Дис.канд.техн.наук: 05.20.01. - Луганськ: ЛСП, 1998. - 244 с.

## **АГРОТЕХНІЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ДО СТАБІЛІЗАЦІЇ ВОДНО-ПОВІТРЯНОГО РЕЖИМУ В КОРЕНЕВОМУ ШАРІ ҐРУНТУ**

*У статті наведено результати аналізу причин, що призводять до випаровування вологи з ґрунту, та обґрунтування агротехнічних передумов до стабілізації водно-повітряного режиму в кореновому шарі в період від фази проростання насіння до фази куціння, а також запропоновано шлях для його реалізації.*

**Постановка проблеми.** Вода і повітря є основними компонентами ґрунту, що відіграють важливу роль в його утворенні та формуванні родючості. Регулювання водного режиму найчастіше є найбільш важливим прийомом підвищення продуктивності сільськогосподарських угідь.

Встановлено, що на торфових і дерново-опідзолених ґрунтах Полісся запаси продуктивної вологи в кореновому шарі ґрунту (0...50 см) протягом року змінюються в широкому діапазоні і на кінець літа в більшості випадків майже повністю вичерпуються [1].

Особливо гостро нестача води відчувається в період сівби під час засухи і суховіїв. Через нестачу вологи верхній шар ґрунту пересихає на глибину заробляння насіння, в наслідок чого воно не набирає достатньої кількості вологи для набухання і, відповідно, настання біохімічних процесів. Як наслідок, частина насіння не набирає достатньої сили для дружнього проростання, а та частина насіння, що все таки набухла і дала проростки, гине ще в ґрунті від перегрівання, так і не з'явившись на денну поверхню.

А тому виникає необхідність в проведенні аналізу причин, що призводять до випаровування вологи з ґрунту, та в обґрунтуванні агротехнічних передумов до стабілізації водно-повітряного режиму в кореновому шарі в період від фази проростання насіння до фази куціння.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Аналіз літературних джерел з питань режиму і динаміки ґрунтових вод та вологості ґрунтів показує, що вони є достатньо вивчені. На основі результатів досліджень авторами [2,3,4,5,6] розроблені і запропоновані сільськогосподарському виробництву рекомендації з регулювання водного режиму ґрунтів.



Але ці рекомендації стосуються насамперед втілення гідротехнічних і агроеліоративних заходів, і лише частково агротехнічних. В той же час агротехнічні заходи ще не вичерпали всіх своїх можливостей і не стільки в питаннях регулювання водно-повітряного режиму ґрунтів, скільки в питаннях раціонального і ефективного використання вологи в період проростання насіння та подальшого росту і розвитку зернових колосових культур.

**Метою дослідження** є аналіз причин, що призводять до випаровування вологи з ґрунту, та розробка агротехнічних передумов до стабілізації водно-повітряного режиму в кореновому шарі в період від фази проростання насіння до фази кушіння.

**Результати досліджень.** Дослідження [1] показали, що режим вологості коренового шару обумовлюється, з однієї сторони, опадами і капілярним підтоком вологи з ґрунтових вод, а з другої – транспірацією і випаровуванням.

Однак опади і транспірація є природними чинниками, які не піддаються управлінню. Тому тільки два з чотирьох вищезазначених фактори – капілярний підток води і її випаровування викликають певний інтерес з точки зору спрямування агротехнічних прийомів, за допомогою яких можна ефективно впливати на водний режим ґрунту.

Можливість такого впливу підтверджується практикою. Так, при сівбі цукрового буряка з метою відновлення капілярної системи, яка руйнується під час оранки, широко застосовують такий агротехнічний прийом, як прикочування ґрунту, завдяки чому вода по відновлених капілярах підтягується з нижніх шарів ґрунту до насінневого ложа. З метою зменшення інтенсивності випаровування вологи з ґрунту проводять боронування, в т. ч. ранньовесняне боронування озимини. Цей агротехнічний прийом отримав спеціальну назву – закриття вологи.

Проте ці агроприйоми мають і суттєві недоліки. Для вивчення цих недоліків звернемося до рис.1, на якому наведено схему прикочування посівів. На схемі зображено вертикальний розріз орного шару з висіяним насінням. Зі схеми видно, що при переміщенні котка по поверхні поля орний шар ущільнюється і в ньому відновлюється капілярна система, по якій піднімається вода з нижніх шарів і відбувається зволоження, але не тільки насінневого ложа, а й міжрядь.

З схеми також видно, що оскільки ширина  $a$  міжрядь в 3...5 разів перевищує ширину  $b$  насінневого ложа, то саме з міжрядь відбувається випаровування  $2/3...4/5$  запасів продуктивної вологи. Крім цього, після коткування утворюється поверхнева кірка, товщина якої сягає 2...3 см і навіть більше, що не тільки утруднює процес

виходу паростків на денну поверхню, але й нерідко призводить до їх загибелі. Намагання позбутися цього негативного явища (утворення кірки) шляхом застосування одночасно з коткуванням і боронування поверхні поля легкими борінками на глибину, що не перевищує глибину загортання насіння, посуті не дає бажаного ефекту, оскільки через розпушену поверхню відбувається інтенсивне випаровування вологи. Крім цього, включення в технологічний процес сівби ще двох операцій – прикочування ґрунту і боронування призводить або до приєднання до сівалки котків і борін, що різко збільшує габаритні розміри посівного агрегату і тим самим знижує його маневреність, або ж до застосування ще одного додаткового агрегату, що веде до зростання собівартості виробництва зерна.

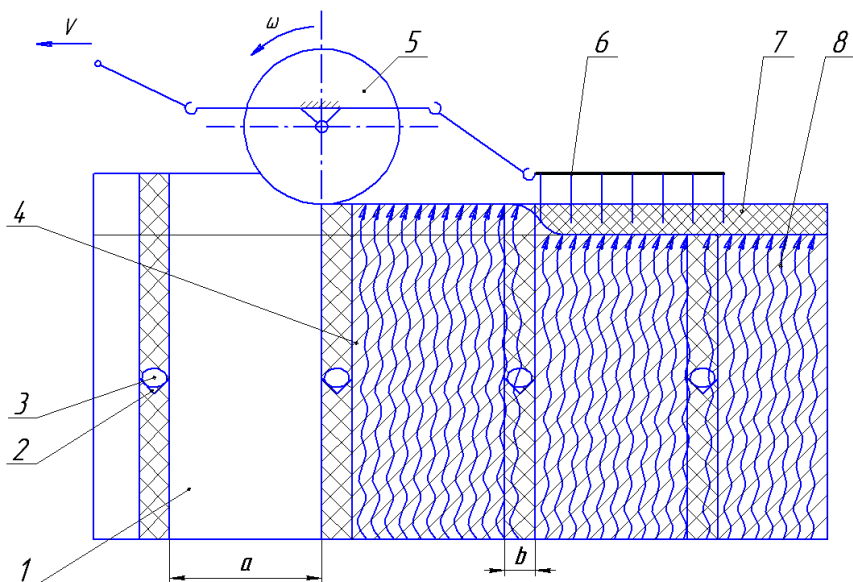


Рис.1. Схема обробітку посівів зернових колосових культур з відновленням капілярної системи в кореновому шарі і їх руйнування в при поверхневому шарі: 1 – кореневий шар ґрунту до коткування; 2 – насінневе ложе; 3 – насіння; 4 – кореневий шар ґрунту після коткування; 5 – коток; 6 – борона; 7 – розпушений при поверхневий шар ґрунту; 8 – капілярна система

Отже, на основі викладеного мона зробити висновок, що для забезпечення швидкої появи дружніх сходів озимих зернових колосових культур необхідно під час сівби створити в орному шарі оптимальні умови для проростання насіння, тобто стабілізувати водно-повітряний режим в кореновому шарі.

Одним з найбільш ефективних шляхів стабілізації водно-повітряного режиму в кореновому шарі на період протікання фази від проростання насіння до настання кущіння є необхідність в застосуванні такого агроприйому, який би забезпечував постійну подачу води піднятої по капілярах в поверхневий шар до зони насінневого ложа з мінімальним її випаровування через поверхню міжрядь.

Очевидно, що такий агротехнічний прийом можна реалізувати за схемою, наведеною на рис.2, на якій зображено розріз орного шару впоперек рядків. Зі схеми видно, що під час сівби ґрунт необхідно ущільнювати тільки в рядках на ширину, яка не перевищує діаметра горизонтальної проекції круга, що обмежує площу живлення первинних корінців, а в міжряддях ґрунт необхідно залишати розпушеним. При цьому поверхневий шар ґрунту ущільнюється по всій ширині поля на глибину 2...3 см і одночасно розпушується тільки по центру рядка.

Таким чином над міжряддями утворюється щільна кірка, яка перешкоджає виходу повітря з ґрунту. При цьому подача і насичення повітрям ґрунту в рядках відбувається наступним чином. Вдень при нагріванні поверхні поля тепло поступово передається до нижніх шарів ґрунту, внаслідок чого ґрунт, а з ним і повітря, що знаходиться в порах, нагрівається і розширюється. При цьому тиск зростає і під його дією міжагрегатні зв'язки руйнуються, а в новоутворені тріщини проникає повітря. Оскільки тріщини формуються під дією сил тиску, результуюча яких направлена під кутом в сторону рядка, то і напрям тріщини також буде напрямлений в бік рядка. Оскільки між ущільненим ґрунтом в рядках і розпушеним ґрунтом в міжряддях є лінія контакту, яка становить собою вертикальну тріщину, що виходить в розпушений ґрунт над рядком, а новоутворені бічні тріщини виходять до вертикальної тріщини, то в ґрунті утворюється припливно-витяжна вентиляційна система, яка працює на різниці тисків між атмосферним і ґрунтовим повітрям.

Так, вдень повітря, що знаходиться в порах, при нагріванні ґрунту розширюється, і під дією тиску по бічних тріщинах надходить у вертикальні тріщини, і з них виходить в атмосферу. У нічний час в

наслідок охолодження ґрунту повітря в порах стискується і під дією розрідження атмосферне повітря через вертикальні і бічні тріщини засмоктується назад у пори. Таким чином, внаслідок постійного підйому–опускання (зворотно-поступального руху) повітря в вертикальних тріщинах відбувається аерація (насичення повітрям) ґрунту, що знаходиться у рядках, та виведення з нього вуглекислого газу.

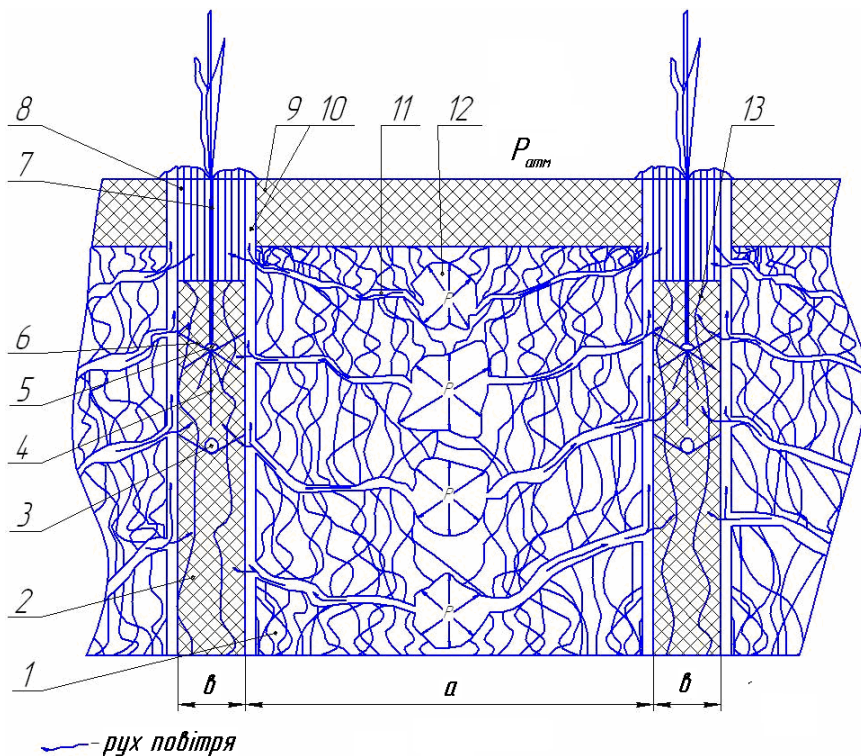


Рис.2 Схема стабілізації водно-повітряного режиму в кореновому шарі: 1–міжряддя; 2–рядок; 3–гранула добрива; 4–первинні корені; 5–насінина; 6–насінневе ложе; 7–стебло; 8–розпушений ґрунт; 9–поверхнева кірка; 10–вертикальна тріщина; 11–бічні тріщини; 12–пори; 13–капілярна система

### **Висновки:**

1. Для стабілізації водно-повітряного режиму в кореневому шарі і створення найбільш оптимальних умов для проростання насіння та розвитку рослин до настання фази кушіння доцільним є застосування під час сівби комбінованої обробки ґрунту в міжряддях і його ущільнення в рядках на ширину, що не перевищує діаметра горизонтальної проекції круга, який обмежує площу живлення первинних коренів.

2. Поверхневий шар поля ущільнюється на глибину 2 ...3 см і одночасно розпушується тільки по центру рядків на глибину, що не перевищує глибини заробляння насіння.

### **Література**

1. Клименко Н.А. Эволюция плодородия гидроморфных почв Полесья УССР под влиянием комплексных мелиораций. Диссерт... докт.с.-х. наук. Ровно,- 1989.- 481с.

2. Роде А.А. Основы учения о почвенной влаге. - Т.1. Водные свойства почв и передвижение почвенной влаги. Гидрометеорологическое изд. - Ленинград, 1965.-664с.

3. Иовенко Н.Г. Водно-физические свойства и водный режим почв УССР. Гидрометеорологическое изд.- Ленинград, 1960.-352с.

4. Ворона Л.И. Запасы продуктивной влаги в дерново-подзолистой супесчаной почве при различных приемах обработки.- Агрохімія і ґрунтознавство. – 1978. - № 35. - С. 74-75.

5. Рамазанов Р.Я. Изменение водно-физических свойств карбонатных черноземов в зависимости от обработки почвы // Почвоведение. – 1977. - № 5. - С.73-83.

6. Marcilonek S. Zmienność zapasów wody w glebie w okresie wegetacji. // Zecz. probl. post. nauk. rol. – 1978. - № 205. - P. 103-114.

*Рецензент д.т.н., проф. В.Ф.Дідух*

О.П. Шимчук, В.Ф. Дідух, д.т.н., В.І. Бодак, к.т.н.  
Львівський національний технічний університет

## **РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ГВИНТОВОГО ДОБУВНОГО МОДУЛЯ ОЗЕРНИХ САПРОПЕЛІВ**

*У статті запропоновано інженерну методика розрахунку гвинтового добувного модуля озерних сапропелів та наведено розрахункову схему його конструкції.*

**Постановка проблеми.** За останні роки в Україні різко загострилася проблема забезпечення сільськогосподарського виробництва якісними органічними добривами. Одним із напрямків вирішення даної проблеми є розробка озерних сапропелевих родовищ.

Існуючі машини для добування сапропелів малоефективні, оскільки мають низькі екологічні показники внаслідок непристосованості до піднімання з дна водойми дрібнодисперсних речовин. Крім того, конструкції вищевказаних машин не передбачають зневоднення сапропелю в процесі його добування, а це є на сьогоднішній день досить важливою проблемою. Оскільки сапропель вологістю 85-87% можна вносити в ґрунт відомими машинами, а відомі способи зневоднення сапропелів передбачають велику кількість технологічних операцій, пов'язаних із механічною дією на нього, тому важливим є питання зневоднення сапропелю в процесі його добування.

Пристрої з гвинтовими робочими органами використовуються у різних галузях народного господарства. Тому надання гвинтовому робочому органу функції часткового видалення води в процесі екскавації сапропелю є актуальною проблемою. Визначальними критеріями при проектуванні засобів добування покладів повинні стати їх надійність та забезпечення екологічності виконання процесу. Для гвинтового добувного модуля озерних сапропелів необхідно знати його раціональні геометричні та кінематичні параметри.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Перевагами пристроїв з гвинтовими робочими органами є простота конструкції та висока продуктивність. Основна увага приділяється добувним модулям як транспортуючим машинам. В меншій мірі ставилась задача виділення вільної води при взаємодії з робочими органами на стадії добування та переміщення сапропелю.

Конструкція шнекового робочого органу, запропонованого Бодаком В.І. [1], передбачала його застосування як транспортного засобу.

Експериментальні дослідження [2, 3, 4] показали, що при створенні відповідних умов можливе видалення 8...10 % вільної води безпосередньо під час добування сапропелю.

Оскільки пристрої для добування озерного сапропелю по-різному виконують даний процес, то методика розрахунку кожного з них має свої характерні особливості і ряд питань залишається невирішеним.

**Мета дослідження.** Метою даної роботи є розробка інженерної методики розрахунку гвинтового добувного модуля озерних сапропелів.

**Результати досліджень.** Для запропонованого гвинтового добувного модуля озерних сапропелів (рис. 1) необхідно визначити його основні параметри.

Вихідні параметри вибираються згідно з дослідженнями, проведеними вище [5, 6, 7], зокрема:

- діаметр гвинтів  $D = d_1 = d_2 = 0,25\text{ м}$ ;
- крок гвинта транспортуючої вітки  $P = 0,26\text{ м}$ ;
- кут відхилення вісі механізму від вертикалі транспортуючої вітки  $\alpha = 20^\circ$ , вітки видалення вільної води  $\alpha = 0^\circ$ ;
- діаметр валу  $d_g = 0,08\text{ м}$ ;
- частота обертання гвинта  $n = 18\text{ хв}^{-1}$ ;
- об'ємна маса сапропелю  $j = 1,100\text{ т} / \text{м}^3$ ;
- коефіцієнт заповнення  $K_3 = 1$ ;
- коефіцієнт тертя сапропелю з кожухом  $\mu = 0,64$ ;
- довжина транспортуючої вітки  $L_1 = 10\text{ м}$ .

Продуктивність гвинтового добувного модуля визначаємо за формулою [8] за продуктивністю транспортуючої вітки:

$$Q = 47 \cdot D^2 \cdot K_3 \cdot P \cdot n \cdot \gamma \cdot K_\alpha, \quad (1)$$

де  $D$  - діаметр гвинта, м;  $K_3$  - коефіцієнт заповнення;  $P$  - крок гвинта, м;  $n$  - частота обертання гвинта,  $\text{хв}^{-1}$ ;  $\gamma$  - об'ємна маса сапропелю,  $\text{т}/\text{м}^3$ ;  $K_\alpha$  - коефіцієнт, який враховує вплив кута нахилу осі шнека до горизонту на його продуктивність (при  $\alpha = 20^\circ$ ,  $K_\alpha = 0,63$ ).

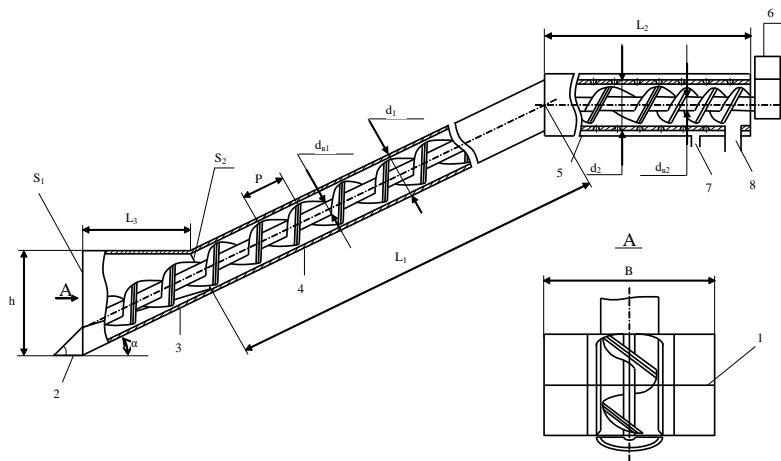


Рис. 1. Схема гвинтового добувного модуля озерних сапропелів

$$Q = 47 \cdot 0,25^2 \cdot 1 \cdot 0,26 \cdot 18 \cdot 1,100 \cdot 0,63 = 9,5 \text{ м} / \text{год}.$$

Крутний момент на валу гвинта розраховується за співвідношенням [9]:

$$T_I = 0,5 \cdot D_{cep} \cdot F_a \cdot \text{tg}(\beta + \delta), \quad (2)$$

де  $D_{cep} = 0,8D$ ;  $\beta$  - кут підйому гвинтової лінії гвинта, град;

$$\text{tg}\beta = \frac{P}{\pi \cdot D_{cep}} = \frac{0,26}{3,14 \cdot 0,8 \cdot 0,25} = 0,4140,$$

$$\beta = \text{arctg}0,4140 = 22,5^\circ;$$

$\delta$  - кут тертя сапропелю з гвинтом;

$$\text{tg}\delta = \mu, \quad \delta = \text{arctg}0,64 = 33^\circ;$$

$\mu$  - коефіцієнт тертя сапропелю з кожухом.

$F_a$  - осьова сила, що діє на гвинт,  $H$ .

$$F_a = q \cdot L_3 (\sin \alpha + \mu \cos \alpha), \quad (3)$$

де  $q$  - вага матеріалу на 1м довжини кожуха,  $H/м$ ;  $L_3$  - довжина транспортуючої вітки,  $м$ ;  $\alpha$  - кут нахилу осі гвинта, град.

$$q = 250 \cdot \pi (D^2 - d^2) \cdot K_3 \cdot K_\alpha \cdot \gamma, \quad (4)$$

де  $d$  - діаметр валу,  $м$ .



$$q = 250 \cdot 3,14 (0,25^2 - 0,08^2) \cdot 1 \cdot 0,63 \cdot 1,1 = 30,5 \text{ Н/м}.$$

Тоді  $F_a = 30,5 \cdot 12 (\sin 20^\circ + 0,64 \cdot \cos 20^\circ) = 345 \text{ Н}.$

За формулою (5.2):

$$T_1 = 0,5 \cdot (0,8 \cdot 0,25) \cdot 345 \cdot \operatorname{tg} 55,5^\circ = 50,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вага гвинта визначається за формулою:

$$G_g = g_g \cdot L_3, \quad (5)$$

де  $g_g$  - вага 1м гвинта, яка вибирається залежно від  $D$  (при  $D = 0,25\text{м}$ ;  $g_g = 184 \text{ Н/м}$ ).

$$G_g = 184 \cdot 12 = 2208 \text{ Н}.$$

Колова сила на гвинті:

$$F = \frac{2T_1}{D_{\text{сер}}} = \frac{2 \cdot 50,2}{0,2} = 502 \text{ Н}. \quad (6)$$

Тиск на радіальний підшипник:

$$F_r = \sqrt{(G_g \cdot \cos \alpha)^2 + F^2}. \quad (7)$$

$$F_r = \sqrt{(2208 \cdot \cos 20^\circ)^2 + 502^2} = 2136 \text{ Н}.$$

Тиск на підп'ятник визначається за формулою:

$$F'_a = F_a + G_g \sin \alpha. \quad (8)$$

$$F'_a = 345 + 2208 \cdot \sin 20^\circ = 1100 \text{ Н}.$$

Крутний момент на валу гвинта від опору в підшипниках:

$$T_2 = F'_a \cdot \mu_1 \cdot \left( \frac{d_{\text{сер}}}{2} \right) + F_r \cdot \mu_1 \cdot \left( \frac{d_g}{2} \right), \quad (9)$$

де  $\mu_1$  - коефіцієнт тертя в підшипниках ( $\mu_1 = 0,1$ );  $d_{\text{сер}} = 1,2d_g$  - середній діаметр п'яти, м.

$$T_2 = 1100 \cdot 0,1 \cdot \left( \frac{1,2 \cdot 0,08}{2} \right) + 2136 \cdot 0,1 \cdot \left( \frac{0,08}{2} \right) = 13,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Повний крутний момент:

$$T = kT_1 + T_2, \quad (10)$$

де  $k$  - коефіцієнт, що залежить від виду транспортованого матеріалу (для сапрпелью  $k = 1,3$ ).

$$T = 1,3 \cdot 50,2 + 13,8 = 79,06 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Потужність на валу гвинтового модуля визначається за формулою [1]:

$$N = \frac{T \cdot n}{9550} = \frac{79,06 \cdot 18}{9550} = 0,15 \text{ кВт}. \quad (11)$$

Розрахункова потужність, яка необхідна для вибору двигуна:

$$N_{\text{д.р.}} = \frac{k_0 \cdot N}{\eta}, \quad (12)$$

де  $k_0$  - коефіцієнт перевантаження;  $\eta$  - коефіцієнт корисної дії механізму привода.

$$N_{\text{д.р.}} = \frac{1,8 \cdot 0,15}{0,7} = 0,39 \text{ кВт}.$$

**Висновки.** Запропонована методика інженерного розрахунку гвинтового добувального модуля озерних сапропелів, який є перспективним при добуванні середнього шару озерних сапропелів. Потужність приводу робочих органів модуля при його роботі з продуктивністю 9,5 т/год. складає 0,39 кВт. Значення коефіцієнта заповнення робочих органів повинно дорівнювати 1, вологість органічного озерного сапропелю на виході повинна не перевищувати 85 %.

#### Література

1. Бодак В. І. Розробка і дослідження механізмів для добування сапропелів: Дис. канд. техн. наук: 05.20.01. – Луцьк, 1996. – 209 с.
2. Дідух В.Ф., Шимчук О.П. Виявлення зв'язку вільної води в озерних сапропелях. Вісник ЛНАУ. – Львів, 2008. – С. 556-561.
3. Дідух В.Ф., Шимчук О.П. Експериментальні дослідження процесу виділення води із сапропелю. Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. - Вип. 14. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2006. – с. 90-93.
4. Шимчук О.П., Бабарика С.Ф. Дослідження умов зневоднення сапропелю шнековим пристроєм. Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. - Вип. 16. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2007. – С. 233-236.
5. Дідух В.Ф., Шимчук О.П., Сацюк В.В., Хлопецький Р. Експериментальні дослідження виділення вільної води з озерного сапропелю. Вісник НУВГП. Зб. наук. пр. - Вип. 3 (43). – Рівне, 2008. – С. 299-304.
6. Шимчук О.П., Матвійчук В.А. Визначення доцільності використання шнека у якості засобу добування сапропелю. Зб. наук. ст. - Вип. 15. – Луцьк: Ред.-вид. Відділ ЛДТУ, 2007. – С. 345-348.

7. Шимчук О.П. Дослідження переміщення сапропелю у гвинтовому конвеєрі // Геотехническая механика. Сб. науч. тр. - Вип. 75. – Днепропетровск: Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова, 2008. – С.243-246.

8. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры. - М.: Машиностроение, 1972. – 184с.

9. Хайліс Г.А., Коновалюк Д.М. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин. – К: НМК ВО, 1992. – 319 с.

УДК 622.331

А. А. Ящук

Луцький національний технічний університет

## **МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ПЕРЕМІЩЕННЯ МАТЕРІАЛУ У РОТАЦІЙНІЙ СУШАРЦІ**

*В статті представлено математичну модель переміщення матеріалу, що піддається сушінню, спіральною поверхнею сушильної камери, яка дає змогу встановити час перебування матеріалу в зоні дії сушильного агента.*

**Постановка проблеми.** Післязбиральний обробіток сільськогосподарських матеріалів має важливе значення для їх подальшого зберігання. Високі температури сушильного агента (СА) і неправильно підібрані режими сушіння знижують якість врожаю.

Для зниження вологості матеріалів використовуються різні типи сушарок (барабанні, шахтні, карусельні, напільні) [1, 2]. Різні конструкції мають свої переваги і недоліки. До основних недоліків існуючих типів сушарок можна віднести нерівномірність сушіння матеріалу, неконтрольованість часу перебування матеріалу в зоні дії сушильного агента, високу матеріалоемність при виготовленні.

Для сушіння сільськогосподарських матеріалів доцільно використати сушарку, в основі якої лежить перфорована спіральна поверхня, що обертається (рис.1).

Сушарка працює наступним чином: матеріал подається в бункер 1, з якого шнеком переміщується до центра барабана 2, утвореного з спіральної перфорованої поверхні. По цій поверхні під дією сили тяжіння переміщується матеріал, який піддається сушінню.

Сушильний агент подається знизу на барабан через короби 3. Матеріал вивантажується через вікно 4.

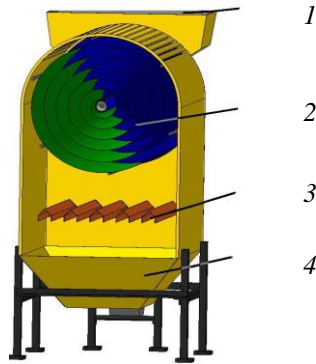


Рис. 1. Ротаційна сушарка: 1- завантажувальний бункер, 2 – спіральний барабан, 3 – короби, 4 – вивантажувальне вікно

Перевагами запропонованої конструкції є:

- можливість регулювання часу сушіння шляхом зміни частоти обертання барабана;
- перемішування матеріалу в процесі сушіння, внаслідок переміщення його по спіральній поверхні, що забезпечує його рівномірне висушування,
- матеріал переміщується назустріч сушильному агенту, більш вологий матеріал перебуває над висушеним, не зволожуючи більш сухі нижні шари, і, поступово втрачаючи вологу переміщується донизу (волога з нагрітим повітрям переміщується вгору).

Виникає необхідність встановити найбільш раціональні параметри барабана (крок спіралі, частота обертання барабана). Встановивши залежності переміщення частинки по шорсткій поверхні зазначеної форми, можна вийти на параметри цієї поверхні і частоту обертання барабана, що забезпечать мінімально-необхідний час перебування матеріалу в зоні дії сушильного агента і в результаті раціональні режими роботи.

**Аналіз досліджень і публікацій.** У процесі сушіння вологість, температура матеріалу та швидкість втрати вологості змінюються з часом. Виділяють такі найбільш характерні періоди зміни цих параметрів. Перший період являє собою процес нагрівання матеріалу, його тривалість залежить від розмірів зразка та режиму

сушіння матеріалу. Протягом цього періоду температура матеріалу і швидкість сушіння зростають, досягаючи в кінці періоду постійного значення. Після періоду прогріву розпочинається період постійної швидкості сушіння (або перший період сушіння), під час якого швидкість сушіння та температура матеріалу не змінюються, а вологовміст змінюється за лінійним законом. Умови сушіння змінюються за висотою шару, внаслідок чого відбувається нерівномірне сушіння (матеріал зі сторони подачі сушильного агента пересушується, а з іншої сторони – залишається вологим). Переміщення вологи у матеріалі відбувається під дією градієнтів вологості, температури і тиску [3]. Після досягнення вологовмістом критичного значення швидкість сушіння зменшується, а температура матеріалу зростає. У цей період, який отримав назву другого періоду сушіння, вологість матеріалу досягає кондиційного значення [4-6].

Значний внесок в розробку теорії процесу сушіння різних сільськогосподарських матеріалів внесли Ликов А.В., Гінзбург А.С., Красніков В.В., Лур'є М.Ю., Гержой А.П., Самочетов В.Ф., Дідух В.Ф [5, 7-10]. Вони обґрунтували зміни температури сушильного агента і вологості матеріалу при сушінні у тонкому шарі. Як правило, дослідження проводились з наступним переходом до товстого шару [11].

**Мета дослідження:** теоретично визначити залежності, які описують переміщення частинки шорсткою поверхнею спіральної форми. Це дасть можливість на основі параметрів цієї поверхні підібрати частоту обертання барабана розроблюваної ротаційної сушарки, яка б забезпечила раціональні режими її роботи.

**Результати дослідження.** Поверхня сушильної камери, що розглядається, в поперечному перерізі має форму кривої спіралі Архімеда (рис.2) [12].

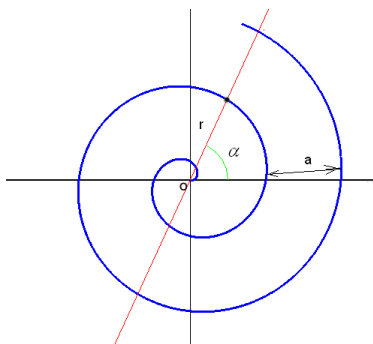


Рис.2. Спіраль Архімеда

Рівняння цієї кривої в полярній системі координат має вигляд:

$$r = \frac{a \cdot \alpha}{2 \cdot \pi}, \quad (1)$$

де  $a$ ,  $r$  – координати полярної системи координат, відповідно кут повороту і радіус, рад, м;  $a$  – крок спіралі, м.

Переміщення матеріальної точки по шорсткій поверхні в проєкціях на полярні координати описується системою диференціальних рівнянь [13]:

$$m \cdot (\ddot{r} - r \cdot \dot{\alpha}^2) = F_r + N \cdot \cos(\bar{e}_r, \bar{n}) - k \cdot |N| \cdot \frac{\dot{r}}{\sqrt{\dot{r}^2 + \dot{\alpha}^2}}, \quad (2)$$

$$m \cdot (2 \cdot \dot{r} \cdot \dot{\alpha} + r \cdot \ddot{\alpha}) = F_\alpha + N \cdot \cos(\bar{e}_\alpha, \bar{n}) - k \cdot |N| \cdot \frac{r \cdot \dot{\alpha}}{\sqrt{\dot{r}^2 + \dot{\alpha}^2}}, \quad (3)$$

де  $m$  – маса, кг;  $a$ ,  $r$  – координати полярної системи координат, рад, м;  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;  $F_r$ ,  $F_\alpha$  – проєкції активних сил, Н;  $N$  – нормальна реакція, Н;  $k$  – коефіцієнт тертя частинки по матеріалу поверхні;  $\cos(\bar{e}_r, \bar{n})$ ,  $\cos(\bar{e}_\alpha, \bar{n})$  – косинуси кутів між нормаллю до поверхні і лініями координат системи.

Значення  $\cos(\bar{e}_r, \bar{n})$ ,  $\cos(\bar{e}_\alpha, \bar{n})$  виражаються залежностями:

$$\cos(\bar{e}_r, \bar{n}) = \cos(\bar{e}_r, \bar{e}_x) \cdot \cos(\bar{e}_x, \bar{n}) + \cos(\bar{e}_r, \bar{e}_y) \cdot \cos(\bar{e}_y, \bar{n}), \quad (4)$$

$$\cos(\bar{e}_\alpha, \bar{n}) = \cos(\bar{e}_\alpha, \bar{e}_x) \cdot \cos(\bar{e}_x, \bar{n}) + \cos(\bar{e}_\alpha, \bar{e}_y) \cdot \cos(\bar{e}_y, \bar{n}), \quad (5)$$

тут:

$$\cos(\bar{e}_x, \bar{n}) = \cos(\bar{x}, \bar{n}) = \frac{\frac{\partial f}{\partial x}}{\Delta F}, \quad (6)$$

$$\cos(\bar{e}_y, \bar{n}) = \cos(\bar{y}, \bar{n}) = \frac{\frac{\partial f}{\partial y}}{\Delta F}, \quad (7)$$

де

$$\Delta F = \sqrt{\frac{\partial f^2}{\partial x} + \frac{\partial f^2}{\partial y}}. \quad (8)$$

Координати полярної і Декартової системи координат зв'язані між собою співвідношеннями:

$$x = r \cdot \cos \alpha, \quad (9)$$

$$y = r \cdot \sin \alpha. \quad (10)$$

З врахуванням (9) і (10):

$$\frac{\partial f}{\partial x} = \frac{\partial(\sqrt{x^2 + y^2} - \arctg(\frac{y}{x}))}{\partial x} = \cos \alpha + \frac{\sin \alpha}{\alpha}, \quad (11)$$

$$\frac{\partial f}{\partial y} = \frac{\partial(\sqrt{x^2 + y^2} - \arctg(\frac{y}{x}))}{\partial y} = \sin \alpha - \frac{\cos \alpha}{\alpha}, \quad (12)$$

$$\Delta F = \sqrt{(\cos \alpha + \frac{\sin \alpha}{\alpha})^2 + (\sin \alpha - \frac{\cos \alpha}{\alpha})^2} = \frac{1}{\alpha} \cdot \sqrt{1 + \alpha^2}. \quad (13)$$

Вирази (6) і (7) матимуть вигляд:

$$\cos(\bar{e}_x, \bar{n}) = \frac{\alpha \cdot \cos \alpha + \sin \alpha}{\sqrt{1 + \alpha^2}}, \quad (14)$$

$$\cos(\bar{e}_y, \bar{n}) = \frac{\alpha \cdot \sin \alpha - \cos \alpha}{\sqrt{1 + \alpha^2}}. \quad (15)$$

В рівняннях (4) і (5) з врахуванням (9) і (10) значення косинусів виражається як:

$$\cos(\bar{e}_r, \bar{e}_x) = \frac{x}{r} = \cos \alpha, \quad (16)$$

$$\cos(\bar{e}_r, \bar{e}_y) = \frac{y}{r} = \sin \alpha, \quad (17)$$

$$\cos(\bar{e}_\alpha, \bar{e}_x) = -\sin \alpha, \quad (18)$$

$$\cos(\bar{e}_\alpha, \bar{e}_y) = \cos \alpha, \quad (19)$$

$$\cos(\bar{e}_r, \bar{n}) = \cos \alpha \cdot \frac{\alpha \cdot \cos \alpha + \sin \alpha}{\sqrt{1 + \alpha^2}} + \sin \alpha \cdot \frac{\alpha \cdot \sin \alpha - \cos \alpha}{\sqrt{1 + \alpha^2}} = \frac{\alpha}{\sqrt{1 + \alpha^2}}, \quad (20)$$

$$\cos(\bar{e}_\alpha, \bar{n}) = -\sin \alpha \cdot \frac{\alpha \cdot \cos \alpha + \sin \alpha}{\sqrt{1 + \alpha^2}} + \cos \alpha \cdot \frac{\alpha \cdot \sin \alpha - \cos \alpha}{\sqrt{1 + \alpha^2}} = -\frac{1}{\sqrt{1 + \alpha^2}}. \quad (21)$$

Підставивши (20), (21) в (2), (3) і виключивши невідому реакцію N, одержуємо:

$$m \cdot (\ddot{r} - r \cdot \dot{\alpha}^2) = F_r + N \cdot \frac{\alpha}{\sqrt{1 + \alpha^2}} - k \cdot |N| \cdot \frac{\dot{r}}{\sqrt{\dot{r}^2 + \dot{r}^2 \cdot \dot{\alpha}^2}},$$

$$m \cdot (2 \cdot \dot{r} \cdot \dot{\alpha} + r \cdot \ddot{\alpha}) = F_\alpha - N \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + \alpha^2}} - k \cdot |N| \cdot \frac{r \cdot \dot{\alpha}}{\sqrt{\dot{r}^2 + \dot{r}^2 \cdot \dot{\alpha}^2}},$$

$$N = \frac{m \Psi \ddot{r} - r \Psi \dot{\alpha}^2 - F_r}{\frac{\alpha}{\sqrt{1 + \alpha^2}} - k \Psi \frac{\dot{r}}{\sqrt{\dot{r}^2 + \dot{r}^2 \Psi^2}}},$$

$$m \cdot (2 \cdot \dot{r} \cdot \dot{\alpha} + r \cdot \ddot{\alpha}) = F_\alpha + N \cdot \left( \frac{1}{\sqrt{1 + \alpha^2}} - k \cdot \frac{r \cdot \dot{\alpha}}{\sqrt{\dot{r}^2 + \dot{r}^2 \cdot \alpha^2}} \right),$$

$$m \Psi 2 \Psi \Psi + r \Psi \dot{\alpha} = F_\alpha + \left( \frac{m \Psi \ddot{r} - r \Psi \dot{\alpha}^2 - F_r}{\frac{\alpha}{\sqrt{1 + \alpha^2}} - k \Psi \frac{\dot{r}}{\sqrt{\dot{r}^2 + \dot{r}^2 \Psi^2}}} \right) \Psi \frac{1}{\sqrt{1 + \alpha^2}} - k \Psi \frac{r \Psi \dot{\alpha}}{\sqrt{\dot{r}^2 + \dot{r}^2 \Psi^2}}. \quad (22)$$

На частинку постійно діє активна сила – сила тяжіння  $mg$ , тоді:

$$F_r = m \cdot g \cdot \sin(\omega \cdot t), \quad (23)$$

$$F_\alpha = m \cdot g \cdot \cos(\omega \cdot t), \quad (24)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння,  $m/c^2$ ;  $\omega$  – кутова швидкість, рад/с,  $t$  – час від початку відліку, с.

В результаті, підставивши (23), (24) в (22) і приєднавши рівняння зв'язку (1), отримаємо систему:

$$2 \cdot \dot{r} \cdot \dot{\alpha} + r \cdot \ddot{\alpha} = g \cdot \cos(\omega \cdot t) + \left( \frac{\ddot{r} - r \cdot \dot{\alpha}^2 - g \cdot \sin(\omega \cdot t)}{\alpha} + \frac{\dot{r}}{\sqrt{1 + \alpha^2}} - k \cdot \frac{\dot{r}}{\sqrt{\dot{r}^2 + r^2 \cdot \dot{\alpha}^2}} \right) \times \\ \times \left( \frac{1}{\sqrt{1 + \alpha^2}} - k \cdot \frac{r \cdot \dot{\alpha}}{\sqrt{\dot{r}^2 + r^2 \cdot \dot{\alpha}^2}} \right), \quad (25)$$

$$r = \frac{a \cdot \alpha}{2 \cdot \pi}, \quad (26)$$

де  $\alpha$ ,  $r$  – координати полярної системи координат, рад, м;  $g$  – прискорення вільного падіння,  $m/c^2$ ;  $k$  – коефіцієнт тертя;  $\varphi$  – кут повороту за одиницю часу, рад/с

Знайшовши першу і другу похідні по часу однієї зі змінних рівняння зв'язку і підставивши його в (25) отримується рівняння, яке описує рух по спіралі при обертанні з постійною кутовою швидкістю з однією невідомою і похідними по часу. Це диференціальне рівняння підлягає розв'язку за допомогою ЕОМ і дає можливість описати траєкторію руху частинки в проекціях на полярні координати. В результаті можна визначити час перебування частинки на спіральній поверхні сушильної камери при її переміщенні від точки завантаження до точки вивантаження.

**Висновки.** Технологія сушіння сільськогосподарських матеріалів передбачає встановлення часу перебування матеріалу в зоні дії сушильного агента. Розв'язок виведених залежностей відображає переміщення частинки спіральною поверхнею і дозволяє точно визначити час перебування матеріалу в зоні дії сушильного агента для запропонованої конструкції сушарки, тим самим забезпечуючи дотримання вимог.

#### Література

1. Птицын С.Д. Зерносушилки.– М.: Машиностроение, 1966.

- 180 с.



2. Герой А.П., Самочетов В.Ф. Зерносушение и зерносушилки. – М.: Колос, 1967.
3. Кршенинский В.С., Попов Н.Я. Сушка семян трав. – М.: Колос, 1984.
4. Гинзбург А.С. Основы теории и техники сушки пищевых продуктов. – М.: Пищевая промышленность, 1973. – 528 с.
5. Дідух В.Ф. Підвищення ефективності сушіння сільськогосподарських матеріалів. Монографія. – Луцьк: ЛДТУ, 2002. – 165 с.
6. Зеленко В.И. Конвективная сушка сельскохозяйственных материалов в плотном слое. Основы теории. – Тверское областное книжно-журнальное издательство, 1998. – 96с.
7. Лыков А.В. Теория сушки. – М.: Энергия, 1968. – 471 с.
8. Красников В.В. Кондуктивная сушка. - М.: Энергия, 1973.
9. Гержой А.П., Самочетов В.Ф. Зерносушение и зерносушилки. – М.: Колос, 1967. – 255 с.
10. Лурье М.Ю. Сушильное дело. – М. – Л.: Госэнргоиздат, 1948. – 711 с.
11. Окунь Г.С. К расчету продолжительности сушки зерна в слое. Труды Вим, 1964 - Т. 34. – С. 29-39.
12. Фихтенгольц Г. М. Курс дифференциального и интегрального исчисления. В 3 т. - Т. I / Пред. и прим. А.А. Флоринского. - 8-е изд. - М.: ФИЗМАТЛИТ, 2003. - 680 с.
13. Василенко П. М. Методика построения расчетных моделей функционирования механических систем (машин и машинных агрегатов). – К., 1980. - 138 с.

*Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух*

## ЗМІСТ

1. Бабіч С.С., Домбровська О.П. Про раціональне використання ресурсів лляної галузі.....	3
2. Бакум М.В., Горбатовський О.М. До обґрунтування впливу кута нахилу решета на якість розділення насінневих сумішей гречки.....	7
3. Бакум М.В., Крекот М.М. Дослідження впливу основних параметрів пневматичного сепаратора на якість очищення насіння редиски.....	14
4. Березовський Ю.В. Про зберігання лляної трести підвищеної вологості.....	19
5. Бойко А.І., Свірень М.О., Лісовий І.О. Перерізання рослинних решток з обґрунтуванням форми ріжучого елемента.....	22
6. Булгаков В. М., Головач І. В. Визначення допустимих частот коливань вібраційного викопуючого робочого органу з умов незламування коренеплодів при ударній взаємодії.....	33
7. Герасимчук Г. А., Барановський В. М. Викопування вороху коренеплодів комбінованим робочим органом.....	40
8. Герук С.М., Борак К.В. Дослідження зносостійкості робочих органів дискових ґрунтообробних знарядь.....	51
9. Горач О.О., Тернова Т.І. Математичні моделі процесів вологопоглинання та вологовіддачі для технології одержання трести.....	62
10. Грушецька М.Г., Юхимчук С.Ф. Розрахунок кутових розмірних ланцюгів в сільськогосподарському машинобудуванні.....	74
11. Гунько Ю.Л., Забродоцька І. С. Автоматичний дозатор рідких компонентів.....	78
12. Дідух В.Ф., Тараймович І.В., Дударєв І.М. Обґрунтування конструктивних та кінематичних параметрів сепаратора льонороху .....	81
13. Довгополок В.Ф., Маложенський П.М. Визначення параметрів стрічково-вальцевого плющильного апарата для стебел льону.....	93
14. Домбровська О.П., Коб'яков С.М., Домбровський А.Г. Технологія підготовки льоносировини до катонізації та одержання катоніну....	98
15. Дударєв І.М. Шляхи удосконалення технології первинної переробки льону-довгунця.....	103
16. Євтушенко В.В. Про шляхи розвитку льонарства України.....	109
17. Закалов О. В., Бортник А. І. Аналіз процесу подрібнення м'ясної сировини.....	112
18. Занько Н.Д. Изыскание модели показателя “подача” зерноуборочного комбайна.....	119

19. Захарчук В.І., Козачук І.С., Захарчук О.В. Можливість переобладнання дизелів сільськогосподарської техніки в газові двигуни.....	127
20. Калінський Є.О., Вербицький О.М. Передумови застосування показника активності води для характеристики вологості соломки луб'яних культур.....	133
21. Клевцов К.М., Соболев О.А. Підвищення ефективності процесу м'яття льону олійного.....	139
22. Ковалев М.М., Галкин А.В. Энергетические показатели гребневых очесывающе-транспортирующих аппаратов.....	152
23. Ковалев М.М. Обоснование параметров и режимов работы подбирающего аппарата безударного воздействия на ленту льна.....	157
24. Ковалев М.М. Расчет процесса тербления растений в льнотеребельном аппарате с продольными криволинейными ручьями.....	166
25. Ковбаса В.П., Деркач О.П., Соломка В.О. Визначення сили опору пінополіуретану при навантаженні його сферичним деформатором.....	174
26. Ковбаса В.П., Соломка В.О., Деркач О.П. Аналіз руху обчесаного вороху в повітряному потоці пневмотранспортера.....	180
27. Кокалюк Л.Ю., Кірчук Р.В., Дударев І. М. Обґрунтування параметрів барабанної сушарки.....	186
28. Колодійчук А.К., Довгополюк В.Ф., Колодійчук А.А. Про застосування на тракторах пристрою автоматичного підтримування натягу пружних гусениць.....	194
29. Кравець О.І., Шинкарик М.М. Дослідження впливу температури сироватки на процес її очистки фільтруванням.....	201
30. Кузьміна Т.О., Тіхосова Г.А. Удосконалення технологічного процесу одержання трести розстиленням лляної соломки.....	206
31. Куц В.П. Про застосування пиловловлювачів з жалюзійним відводом повітря.....	217
32. Лімонт А.С. Технологічна ефективність оптимальної тривалості сівби льону-довгунця.....	222
33. Лещенко С.М., Васильковський О.М., Васильковський М.І., Гончаров В.В. Підвищення ефективності попереднього очищення зернових сумішей.....	230
34. Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Міщук Д.О. Виникнення стохастичних атракторів у маніпуляційних системах та роботах з пасивним приводом.....	235
35. Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Дитюк А.І. Дослідження руху гранул добрив по поверхні лопатки відцентрового диска.....	241
36. Лук'яненко П.В. Визначення режимів сушіння насіння конопель на сушарках наземного типу.....	250

37. Лук'яненко П.В., Гілязетдінов Р.Н., Коропченко С.П. Результати переробки рулонів, одержаних за новою технологією збирання конопель.....	257
38. Макаєв В.І., Шейченко В.О. Теоретичні основи роботи підбирального пристрою льонопідбирача-молотарки ПМЛ-1 і розрахунок його параметрів.....	261
39. Максимович О.В. Дослідження напруженого стану композитних пластинчастих деталей машин, послаблених системою тріщин.....	271
40. Манчинський Ю.О., Падалка В.В. Обґрунтування способу моделювання технологічного процесу культиваторної лапи, що має можливість вільного повертання.....	280
41. Мельник К.В. Визначення контактних напружень для системи штампів.....	285
42. Мельник В.И., Чигрина С.А. Исследование эффективности машиноиспользования в крупных свекловичных хозяйствах.....	293
43. Міненко С.В. Визначення потужності на привід розрихлювача-вирівнювача картоплезбиральної машини.....	299
44. Момотюк Р.А., Герасимчук Т.Ю. Про підвищення ефективності виробництва і промислової переробки сільськогосподарської продукції.....	305
45. Мороз С.М., Васильковський О.М., Васильковський М.І., Артюхов А.М. Аналіз роботи живильних і завантажувальних транспортерів ЗОМ загального призначення.....	311
46. Назарівський О.В., Грушецька М.Г. Аналіз механізації збирання на полі рулонів і доставки їх до місця завантаження.....	317
47. Налобіна О.О., Герасимчук О.П., Нікольчук С.С. Дослідження опорів тертю в опорах шківів та роликів згину брального пасу.....	320
48. Налобіна О.О., Філін О.Ю., Шовкомуд О.В. До питання механізації ворушіння льону за умови приготування трести на полі.....	325
49. Онищенко Б.В. Теоретичні дослідження процесу осідання краплі....	330
50. Онопа В.А., Петренко М.М., Сабірзянов Т.Г. Обґрунтування вибору необхідної кількості всмоктувальних щілин пневматичної насадки.....	340
51. Підгурський М.І. Концептуальні підходи до оцінки технічного ресурсу зварних конструкцій мобільної сільськогосподарської техніки.....	347
52. Павельчук Ю.Ф. Про взаємодію насіння з призматичним відбивачем сошника.....	352
53. Панасюк С.Г., Кірчук Р.В., Подоляк В.М. Моделювання пристрою подачі матеріалу в зону різання подрібнювача качанів кукурудзи...	358
54. Пелешок Т.М. Дослідження напрямленого бункерного завантаження швидкохідних гвинтових конвеєрів.....	364
55. Пилипенко О.М., Соломка О.В. Вибір раціональної схеми і структурних елементів зернової дробарки.....	371

56. Поліщук Л.М. Особливості згину пластинчастих пружин транспортера льонокомбайна.....	378
57. Примаков О.А. Динаміка змін стану стебел конопель під час збирання.....	382
58. Пугінцева С.В., Богданова О.Ф., Чурсіна Л.А. Встановлення параметрів одержання целюлозних матеріалів з лляної сировини....	389
59. Пуць В.С., Іванкевич М.М. Результати польових випробувань підбирача з пристроєм для підрівнювання стебел льону.....	392
60. Резвих Н.І., Ляліна Н.П. Обґрунтування інтенсивних технологій приготування трести безнаркотичних конопель.....	399
61. Рибак Т.І., Бабій А.В., Попович П.В., Матвішин А.Й., Халілов Р.Е. Дослідження впливу опор на міцність бака обприскувача.....	404
62. Рибак Т.І., Попович П.В., Хомик Н.І., Сташків М.Я, Ферендюк О.В. Пошукове конструювання базових елементів мобільних сільськогосподарських машин.....	417
63. Роговський І.Л. Методичні положення потреби в засобах техобслуговування обладнання лісового комплексу.....	426
64. Рудь А.Є. Особливості утворення теплових потоків під час зміцнення високошвидкісним тертям.....	433
65. Сацюк В.В. Голій О.В. Аналіз руху частинки суміші на поверхнях скатних лотків змішувача.....	439
66. Сисоліна І.П. Порівняльні дослідження шнекових туковисівних апаратів.....	447
67. Стадник І.Я. Прогнозування якості процесу замішування на новій тістомісильній машині.....	451
68. Тищенко Л.Н., Ольшанский В.П., Ольшанский С.В. О движении зернового слоя на плоском наклонном виборешете.....	460
69. Усенко М.В. Дослідження роботи сферичної фрези для обробітку ґрунту.....	469
70. Федорусь Ю.В. Результати дослідження розподілу розмірних характеристик стебла китиць льону.....	477
71. Хайлис Г. А. К теории трбления стеблей льнотеребильным аппаратом с продольными ручьями	480
72. Хайліс Г.А., Налобіна О.О., Сало Я.М. Про особливості перекочування коліс машин, навантажених змінною вагою.....	484
73. Хлопецький Р.А. Вдосконалення засобів для добування сапропелю з-під шару води.....	489
74. Хоменко С.М. Результати випробувань машини для внесення твердих органічних добрив.....	493
75. Хомич С.М., Цизь І.Є. Дослідження пневматичного забірного пристрою для добування сапропелю.....	499

76. Цыганенко М.А., Мельник В.И. О применении виброизолирующих устройств в транспортной таре для плодов и овощей.....	503
77. Чурсіна Л.А., Коваленко М.А., Горач О.О. Льонарство – історичне минуле і перспективи розвитку.....	509
78. Шаповалов В.І. Дейнека І.Г., Нежинський Я.І. Обґрунтування схеми малогабаритного подрібнювача харчових і кормових продуктів.....	516
79. Шведик М.С. Агротехнічні передумови до стабілізації водно-повітряного режиму в кореновому шарі ґрунту.....	520
80. Шимчук О.П., Дідух В.Ф., Бодак В.І. Розрахунок основних параметрів гвинтового добувного модуля озерних сапропелів.....	526
81. Ящук А. А. Моделювання процесу переміщення матеріалу у ротатійній сушарці.....	531

## **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 А5 (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 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. Структурні частини статті *обов'язково* виділяються **підзаголовками** відповідно до вказаного вище плану статті.
8. Номерація сторінок – лише на роздрукованій копії олівцем.
9. 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. Номери 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 18, 2009 р.

**Збірник входить до „Переліку № 1 Наукових фахових видань України...” серія „Технічні науки” (Додаток до постанови президії ВАК України від 09.06.1999 р. № 1-05/7)**

Відповідальний за випуск: І.Є. Цизь  
Редактор: О.С. Гордіюк  
Комп'ютерна верстка: І.Є. Цизь, Р.В. Кірчук, В.В. Сацюк

Підписано до друку 30.05.2009 р., Формат 60×84/16.  
Ум. друк. арк. 34,125. Наклад 300. Безкоштовно. Зам. 4769

Редакційно-видавничий відділ Луцького НТУ  
43018, м. Луцьк, вул. Львівська, 75

Реєстраційне свідоцтво  
Держкомінформу України ДК № 351