

ISSN 2307-1699

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ
МАШИНИ**

ЗБІРНИК НАУКОВИХ СТАТЕЙ

Випуск 31

Редакційно-видавничий відділ Луцького НТУ

Луцьк 2015

УДК 631.3.00

Сільськогосподарські машини: 36. наук. ст. – Вип. 31. – Луцьк: РВВ Луцького НТУ, 2015. – 220 с.

Рекомендовано до друку Вченою радою Луцького національного технічного університету, протокол № 9 від 31.03.2015 р.

У даний збірник включено статті, які висвітлюють питання конструювання та використання сільськогосподарської техніки. Наведено дослідження машин і процесів для садіння, збирання та первинної переробки картоплі, добування та використання сапропелю, переробки льону, гідрооб'ємно-механічних трансмісій. Розглянуто і багато інших питань.

Збірник розрахований на наукових працівників.

The journal contains articles of construction and using agricultural machinery. It investigates machines and processes for planting, harvesting and primary processing of potatoes, production and use of sapropel, flax processing, hydromechanical transmissions as well as many other issues.

The journal is designed for researchers.

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

© Луцький національний технічний університет, 2014
(Свідоцтво про держреєстрацію КВ №15902–4374 ПР
від 13.11.2009 р.)

УДК 620.191.33

© Р.А. Барна, к.т.н.

Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України

© Ж.М. Гушак, к.п.н.

Дрогобицький державний педагогічний університет імені Івана Франка

ВПЛИВ РОБОЧИХ СЕРЕДОВИЩ НА ВТОМНЕ РУЙНУВАННЯ СТАЛІ 20

Встановлено особливості впливу робочих середовищ на втомне руйнування елементів сільськогосподарських машин зі сталі 20. Базуючись на результатах електронно-мікроскопічної фрактографії розкрито особливості цього процесу у повітрі та агресивних робочих середовищах.

АГРЕСИВНІ РОБОЧІ СЕРЕДОВИЩА, КОНСТРУКЦІЙНА ВУГЛЕЦЕВА СТАЛЬ 20, ВТОМНЕ РУЙНУВАННЯ, ГРАНИЦЯ ВИТРИВАЛОСТІ.

Постановка проблеми. Підвищення вимог до продуктивності і довговічності машин для внесення добрив пов'язане з забезпеченням надійності їх систем, вузлів і агрегатів. Внаслідок сумісного впливу агресивних середовищ та механічних навантажень, з ладу виходять до 70% механізмів, з яких 20...25% становлять поломки, зумовлені робочими перевантаженнями внаслідок втрати міцності від корозійних пошкоджень. Незважаючи на існуючі дослідження впливу робочих агресивних середовищ на зниження міцності та надійності с/г технічних засобів [2, 7, 8], проблематика дослідження процесів втомної та корозійно-втомної пошкоженості несучих систем в середовищах мінеральних і органічних добрив вивчена недостатньо. Тому, дослідження впливу агресивних робочих середовищ на втомну витривалість найпоширеніших в сільськогосподарському машинобудуванні сталей, безумовно, актуальні, оскільки дадуть можливість кількісно оцінити їх вплив на роботоздатність реальних елементів машин.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Вплив агресивних середовищ значно зменшує ресурс конструктивних елементів сільськогосподарських машин [2, 8, 9]. У місцях пошкоджень поверхонь несучих вузлів металевих конструкцій виникають корозійні пітинги, виразки, зароджуються корозійно-втомні поверхневі тріщини, які розвиваються до критичних розмірів [2, 7–9, 12]. Внаслідок чого виникає небезпека виходу машини з ладу. Агресивне робоче середовище

суттєво прискорює розвиток тріщин [7, 12], що зумовлює значне зменшення ресурсу конструктивних елементів сільськогосподарських машин. Це слід враховувати під час моделювання і обчислень довговічності [3, 8, 9, 12]. Власне тому важливо знати тенденції впливу агресивних робочих середовищ (мінеральні і органічні добрива, корозійно-активні ґрунти і ін.) на корозійно-втомне руйнування сталей елементів сільськогосподарських машин із урахуванням параметрів процесів динамічної навантаженості на обґрунтованих типових режимах роботи.

Метою дослідження є встановлення впливу робочих середовищ на втомне руйнування елементів сільськогосподарських машин зі сталі 20.

Об'єкт дослідження: втомне руйнування деталей, вузлів та агрегатів сільськогосподарської техніки за дії експлуатаційних чинників.

Предмет дослідження: вплив робочого середовища на втомне руйнування елементів сільськогосподарських машин за навантажень, що імітують обґрунтовані типові режими експлуатації обладнання.

Матеріали та методика досліджень. Випробовували конструкційну вуглецеву сталь 20 у стані постачання, що застосовують для виготовлення деталей, вузлів та агрегатів у сільськогосподарському машинобудуванні. Її хімічний склад та механічні властивості наведено відповідно в табл. 1 та 2. Механічні характеристики сталей визначали за стандартною процедурою [11] випробувань циліндричних зразків на розтяг.

Таблиця 1 – Хімічний склад сталі 20

C	Si	Mn	S	P	Cr	Ni	Cu
0,17...0,24	0,17...0,37	0,35...0,65	не > 0,040	не > 0,040	\leq 0,25	\leq 0,25	\leq 0,25

Таблиця 2 – Механічні властивості сталі 20

Термообробка	σ_B , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ , %	ψ , %
нормалізація 900...920°C; відпуск 600...650°C	430	280	34	67

За корозивні середовища [1] використали дистильовану воду (модель конденсату води або дощівки), насичені розчини двох мінеральних добрив (сульфату амонію $(NH_4)_2SO_4$, що містить 20,5

нітрогену та 24 мас. % сульфуру зі слідами H_2SO_4 , Ca^{2+} , Mg^{2+} та SiO_2 ; нітрофоски, яка є сумішшю $NH_4H_2PO_4$, $(NH_4)_2HPO_4$ та KNO_3 і містить 35...52 мас. % нітрогену, P_2O_5 та K_2O) та органічного добрива (рідкий гній великої рогатої худоби, що містить 86,7 мас. % H_2O зі слідами N (загальн.), P_2O_5 , K_2O та CaO (див. табл. 3). Рівень pH розчинів заміряли pH-метром И-160М перед та після корозійних експериментів.

Перед початком випробувань рідкий гній та гній змішаний фільтрували через паперовий фільтр для усунення диспергованих компонентів.

Таким чином, під час досліджень сталей, що застосовуються для виготовлення деталей, вузлів та агрегатів у сільськогосподарському машинобудуванні, було розглянуто найбільш характерні випадки системи «матеріал–середовище»: корозійно-активна система та корозійно пасивна система.

Таблиця 3 – Вміст основних біогенних речовин в органічних добривах

Елементи Середовище	% мас								
	H_2O	N загальн.	N білков.	N аміачн.	P_2O_5	K_2O	CaO	MgO	SO_3
Рідкий гній великої рогатої худоби	86,7	0,38	–	–	0,12	0,22	0,25	–	–
Гній змішаний	75,0	0,50	0,31	0,15	0,25	0,60	0,35	0,15	0,10

Методологічною основою визначення впливу робочих середовищ на втомне руйнування є одночасне врахування фізико-механічних та фізико-хімічних процесів, що спричиняють корозійно-механічну пошкоджуваність та тріщиноутворення у вуглецевих конструкційних сталях. Такий підхід показав свою ефективність та фізичну обґрунтованість під час визначення стандартних характеристик втомної та корозійно-втомної пошкоджуваності конструкційних сталей [7, 10].

Результати дослідження. Опір сталі 20 корозійно-втомному руйнуванню в середовищах мінеральних добрив порівняно з повітрям та дистильованою водою суттєво знижується у всьому діапазоні досліджених навантажень (рис. 1, 2). У розчині сульфату амонію її умовна границя корозійної втоми знизилася в 2,2, а в розчині нітрофоски – у 2,5 рази порівняно з границею втоми на повітрі та відповідно в 1,9 і 2,2 рази

порівняно з отриманою у дистильованій воді. Найменш негативний вплив на опір сталі 20 корозійній втомі виявив гній змішаний. У цьому середовищі її умовна границя втоми підвищилася на 8% порівняно з отриманою в дистильованій воді, виявивши таким чином властивості інгібітора корозійно-втомного руйнування [4–6].

Як особливість відзначили значно менший вплив на границю витривалості середовища на основі органічних добрив (гною) порівняно з середовищами на основі мінеральних добрив. Крім того, відзначили відсутність негативного впливу органічного добрива на умовну границю втоми порівняно з дистильованою водою.

Специфіка руйнування зразків за випроб обертовим згином пов'язана з неможливістю уникнути контактування спряжених поверхонь зламів, що формуються внаслідок росту втомної тріщини, яка зароджується від бічної поверхні зразків під дією знакозмінних у циклі навантажень. Тому злами порівнювали за різного, але якомога нижчого рівня максимальних напружень, щоб мінімізувати наслідки такого контактування на завершальному етапі руйнування.

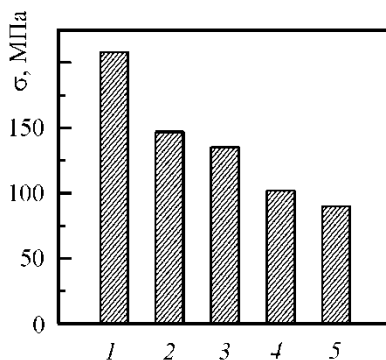
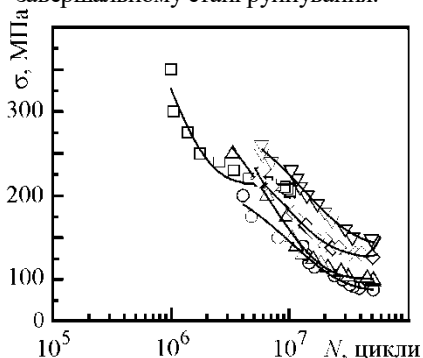


Рис. 1 – Криві втоми сталі 20 на повітрі – □ та у середовищі насичених розчинів нітрофоски (○) та сульфату амонію (△), а також гною (▽) і дистильованої води (◇)

Рис. 2 – Залежність границі витривалості сталі 20 від складу розчину: 1 – повітря ($N_{\sigma} = 10^7$ циклів); 2 – гній ($N_{\sigma} = 5 \times 10^7$ циклів); 3 – дистильована вода ($N_{\sigma} = 5 \times 10^7$ циклів); 4 – сульфат амонію ($N_{\sigma} = 5 \times 10^7$ циклів); 5 – нітрофоска ($N_{\sigma} = 5 \times 10^7$ циклів)

Як правило тріщини на повітрі зароджувалися в одному (подекуди в двох) місцях по периметру зразка і серпоподібним фронтом поширювалися в глиб його перерізу (рис. 3). При цьому на зламі формувалися фестони, поперек яких розташовувалися втомні борозенки (рис. 4). Межі між суміжними фестонами позначалися на зламі гребенями в'язкого відриву, які часто мали сліди наклепу через невідповідність впадин і виступів під час контактування берегів тріщини в циклі навантаження. Крок цих борозенок зростав в міру просування тріщини від зовнішньої поверхні зразка до остаточного його руйнування, яке звикло мало типовий в'язкий характер шляхом зародження порожнин, їх подальшого росту та злиття з утворенням на поверхні класичного ямкового рельєфу.

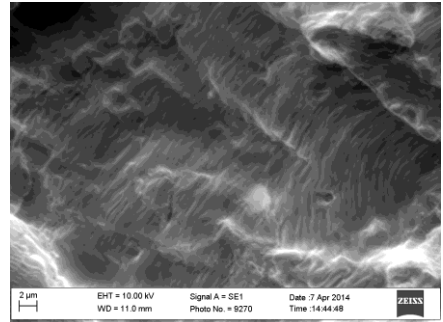
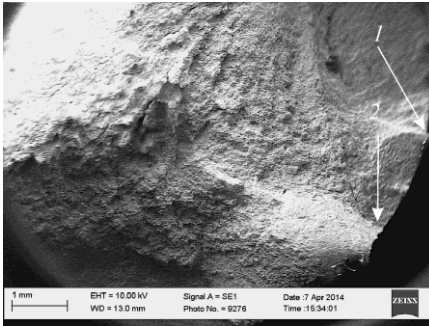


Рис. 3. – Місце зародження тріщин від поверхні зразка та серпоподібний фронт її поширення в глиб його перерізу ($\times 15$)

Рис. 4 – Поверхня втомного руйнування сталі 20 на повітрі ($\times 2000$)

Істотну зміну механізму руйнування виявили за впливу робочих середовищ. Кількість зародків втомних тріщин від бокової поверхні зразків істотно зростає і змінюється фронт їх поширення. Як правило ці тріщини поширювалися вглиб перерізу зразків у вигляді клинів (рис. 5, а). За вищої роздільної здатності на зламах чітко ідентифікували елементи між- і крізьзеренного руйнування, істотного вторинного розтріскування вздовж меж зерен (рис. 5, б та в). Крім того, ділянки з утомними борозенками на зламах чітко виявляються лише в межах тих перлітних зерен, пластини перліту в яких орієнтовані перпендикулярно до магістрального напрямку поширення тріщини. Завдяки руйнування вздовж їх меж з феритом можна спостерігати на зламі структуру перліту. Можна також припустити, що виявлення меж

перлітних пластин стало можливим саме внаслідок впливу агресивних компонентів використаних середовищ. Адже за випроб на повітрі нічого подібного не спостерігали.

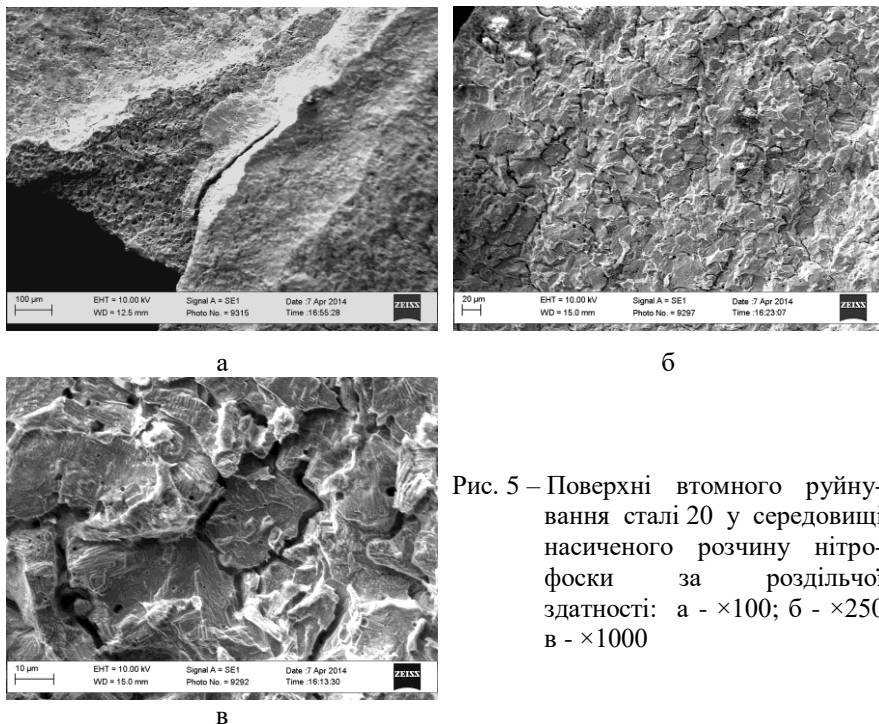


Рис. 5 – Поверхні втомного руйнування сталі 20 у середовищі насиченого розчину нітрофоски за роздільної здатності: а - $\times 100$; б - $\times 250$
в - $\times 1000$

За випробування в органічному добриві і у дистильованій воді переважав все ж класичний втомний механізм руйнування з елементами міжзеренного розтріскування. Саме з цим і пов'язали істотно нижчий їх вплив на умовну границю втоми сталі 20 порівняно з отриманими у розчинах мінеральних добрив.

Висновки. Агресивні робочі середовища суттєво зменшують опір втоми сталі 20 порівняно з випробуваннями у повітрі. Зокрема, у розчині сульфату амонію умовна границя корозійної втоми знизилася в 2,2, а в розчині нітрофоски – у 2,5 рази порівняно з границею втоми на повітрі та відповідно у 1,9 і 2,2 рази порівняно з отриманою у дистильованій воді.

Розкрито особливості втомного руйнування в різних середовищах і показано, що використання розчинів мінеральних

добрив спричиняє між- і трансзеренне втомне руйнування та розшарування вздовж меж пластин перліту (якщо вони орієнтовані перпендикулярно до напрямку поширення тріщини). Саме з ослабленням границь зерен і міжфазних границь пов'язане істотне зниження границі витривалості обох сталей у розчинах мінеральних добрив, порівняно з отриманими у розчині органічного добрива.

Наведені результати свідчать про необхідність враховувати чинник реального складу робочого середовища при прогнозуванні корозійно-втомних процесів та визначенні залишкового ресурсу елементів сільськогосподарських машин.

Література

1. Барна Р.А. Вплив робочих середовищ на циклічну тріщиностійкість сталей для елементів сільськогосподарських машин / Р.А. Барна, П.В. Попович, Р.І. Вовк // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – 2014. – Т. 50, № 4. – С. 125–128.

2. Износ и коррозия сельскохозяйственных машин / М.М. Севернев, Н.Н. Подлекарев, В.Ш. Сохадзе и др.; под ред. М.М. Севернева. – Минск: Беларус. навука, 2011. – 332 с.

3. Моделювання експлуатаційної навантаженості при стендових випробуваннях на втому вузлів рам с.-г. машин / П.В. Попович, Т.І. Рибак, М.Я. Сташків та ін. // Вісник Харк. нац. техн. ун-ту сільського господарства ім. Петра Василенка. – 2009. – Вип. 80. – С. 28–33.

4. Попович П. Особливості корозійної та корозійно-втомної поведінки сталі 20 у водних середовищах мінеральних та органічних добрив / Павло Попович // Проблеми корозії та протикорозійного захисту матеріалів (Корозія–2014): у 2-х т. // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – 2014. – Спец. вип. № 10. – Т. 2. – С. 80–83.

5. Попович П.В. Корозійна і електрохімічна поведінка сталей 20 та Ст.3 у середовищах сульфату амонію і нітрофоски / П.В. Попович, З.В. Слободян // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – 2013. – Т. 49. - № 6. – С. 100–106.

6. Попович П.В. Корозійна та електрохімічна поведінка сталей 20 та Ст. 3 / П.В. Попович, Л.А. Маглатюк, Р.Б. Купович // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – 2014. – Т. 50. - № 2. – С. 110–115.

7. Похмурський В.І. Корозійна втома металів та сплавів / В.І. Похмурський, М.С. Хома. – Львів: СПОЛОМ, 2008. – 304 с.

8. Северный А.Э. Сохраняемость и защита от коррозии сельскохозяйственной техники [Текст] / А.Э. Северный. – М.: ГОСНИТИ, 1993. – 234 с.

9. Северный А.Э. Справочник по хранению сельскохозяйственной техники / А.Э. Северный, А.Ф. Поцкалев, А.А. Новиков. – М.: Колос, 1984. – 224 с.

10. Фокин М.Н. Методы коррозионных испытаний металлов / М.Н. Фокин, К.А. Жигалова // Под ред. Колотыркина. – М.: 1986. – 80 с.

11. Фридман Я.Б. Механические свойства металлов. Механические испытания. Конструкционная прочность: в 2-х т. / Я.Б. Фридман. – М.: Машиностроение, 1972. – Т. 2. – 368 с.

12. Щурин К.В. Прогнозирование и повышение усталостной долговечности несущих систем сельскохозяйственных тракторных средств / Диссерт. докт. техн. наук. – Оренбург: ОПИ, 1994. – 423 с.

Рецензент д.т.н., проф. О.З. Студент

УДК 631.352

© Д.В. Богатирьев, к.т.н., В.М. Сало, д.т.н., С.М. Лещенко к.т.н., Ю.В. Мачок, к.т.н.

Кіровоградський національний технічний університет

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ШВИДКОСТІ РУХУ КОТКА-ПОДРІБНЮВАЧА НА ЯКІСТЬ ПОДРІБНЕННЯ РОСЛИННИХ РЕШТОК КУКУРУДЗИ

Представлено аналіз результатів польових випробовувань котка-подрібнювача вітчизняного виробництва. Основним показником роботи даної машини обрано співвідношення розмірів решток стебел кукурудзи після подрібнення в залежності від швидкості руху агрегата. Наведені результати випробовувань свідчать про доцільність використання даного типу сільськогосподарської техніки.

КОТОК-ПОДРІБНЮВАЧ, СТЕБЛА, ДОВЖИНА, РОСЛИННІ РЕШТКИ.

Постановка проблеми. Виробництва екологічно чистої продукції рослинництва спонукає до пошуку нових технологій вирощування сільськогосподарських культур та розробки необхідної техніки. Потреба підживлення рослин добривами є завжди актуальною проблемою, але техногенне забруднення мінеральними добривами родючих ґрунтів негативно позначається на якості

сільськогосподарської продукції, що може призвести до підвищення захворюваності населення. Широке застосування пестицидів породило і специфічні проблеми, пов'язані з набуттям бур'янами, шкідниками та збудниками хвороб стійкості до них. В Україні недостатньо приділяється уваги створенню типу таких сільськогосподарських машин, робота яких була б направлена на покращення родючого шару ґрунту природнім шляхом, тобто – створення на поверхні ґрунту шару з подрібнених рослинних решток з частковим їх загортанням. Отриманий шар з подрібнених стебел (рослинних решток) допоможе природнім шляхом підтримувати мікрофлору ґрунту і дозволить не тільки зберегти але й через певний час збільшити вміст гумусу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз запропонованих виробниками сільськогосподарської техніки на ринку подрібнювачів рослинних решток дозволив класифікувати їх наступним чином (рис. 1).

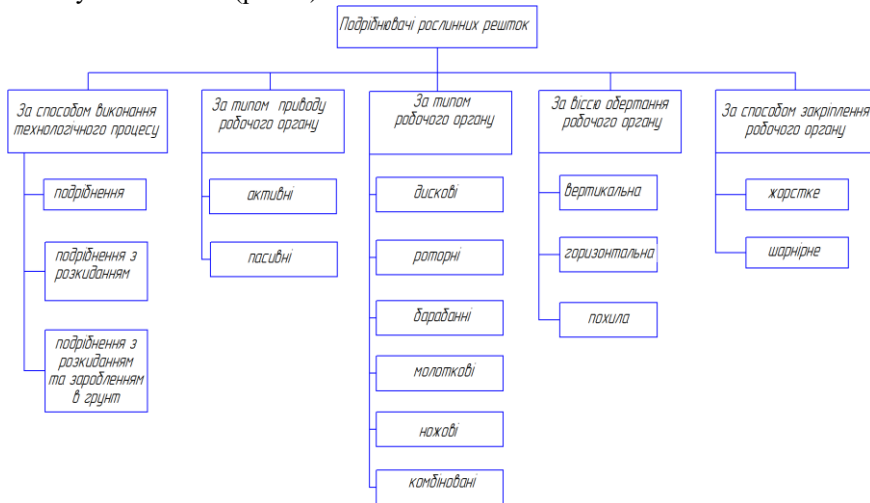


Рис. 1 – Класифікація подрібнювачів рослинних решток (ПРР)

В Україні поширення набули подрібнювачі двох типів: з вертикальною та горизонтальною віссю обертання робочих органів. Серед них набули поширення такі подрібнювачі рослинних решток (ПРР) [1-4]:

– з вертикальною віссю обертання фірм: «Schulte» (Канада), «Kunh» (Франція), «Joskin» (Бельгія), «Del Morino» (Італія), «MCMS» (Польща) та вітчизняні «Уманьфермаш», «Білоцерків-МАЗ», «Агрореммаш», «Бердянськільмаш»;

– з горизонтальною віссю обертання представлено фірмами: «DAL-BO» (ЄЕС-Канада-США), «Kunh» (Франція) «Mashio» (Італія), «Rhino» та «John Deere» (США).

Але більшість названої закордонної техніки не є адаптованою до ґрунтово-кліматичних умов нашої держави, а головне мають дуже високу ціну.

Науковцями кафедри сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету у співробітництві з Культиваторним заводом ПрАТ «Кіровоградлітмаш» створено експериментальний зразок котка-подрібнювача КП-4,5 (рис. 2-3), який в якості робочих органів має циліндричні котки з розміщеними на їх поверхні плоскими ножами [5-8]. Подрібнення рослинних решток технічними засобами з безприводними робочими органами відбувається в результаті їх перебивання ножами після притискання їх до ґрунту.

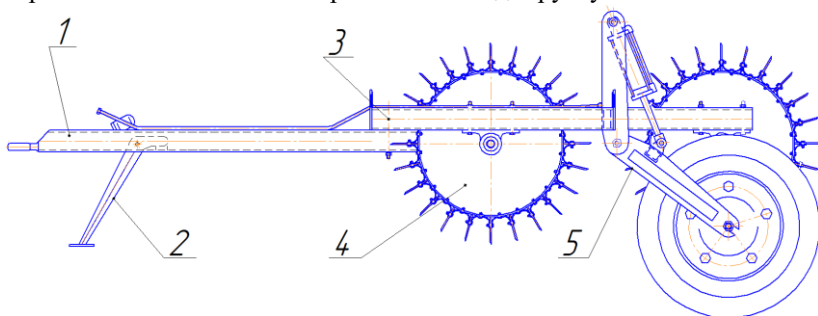


Рис. 2 – Схема котка-подрібнювача: 1 – сниця; 2 – опора; 3 – рама; 4 – робочий орган; 5 – гідрофікований механізм переведення машини у транспортне положення

Метою проведення польових випробовувань є перевірка якості виконання процесу подрібнення рослинних решток кукурудзи в господарських умовах в залежності від швидкості агрегата.

Завдання дослідження: встановлення впливу швидкості руху агрегата на показник подрібнення.

Об'єкт та методика дослідження. Об'єктом дослідження був технологічний процес подрібнення рослинних решток технічними засобами з безприводними робочими органами.

Випробовування котка-подрібнювача КП-4,5 проводили на полях Кіровоградської області у Компаніївському районі на полі площею 7,15 га після збирання кукурудзи. Умови проведення випробовувань відповідали середньостатистичним в регіоні (табл. 1).



Рис. 3 – Робочий орган котка-подрібнювача

Таблиця 1 – Умови проведення випробовувань

№ п./п.	Параметр	Одиниця виміру	Значення
1.	Культура	-	Кукурудза
2.	Міжряддя між стеблинами	см	75
3.	Відстань між стеблинами у рядку	см	22-25
4.	Діаметр стеблин (кукурудзи)	мм	9-21
5.	Вологість стеблостою	%	89
6.	Маса рослинних решток	кг/м ²	0,72
7.	агрегаткування котка-подрібнювача	-	Причіпний
8.	Ширина захвату	м	4,5
9.	Швидкість руху агрегата	км/год	15-23



Рис. 4 – Випробовування котка-подрібнювача КП-4,5

Результати дослідження. На площі поверхні поля, яка обмірювалась дерев'яною рамкою 1x1 (м), знімали з поверхні поля всі рослинні рештки, визначали їх загальну масу та встановлювали співвідношення їх довжини. Повторюваність вимірювань становила п'ять разів. На підставі аналізу отриманих результатів, за допомогою пакету прикладних програм, отримали гістограму розподілу розмірів рослинних решток кукурудзи за довжиною l (рис. 5). Отримана графоаналітична залежність вказує, що більшість рослинних решток кукурудзи мали довжину в діапазоні 40–80 см.

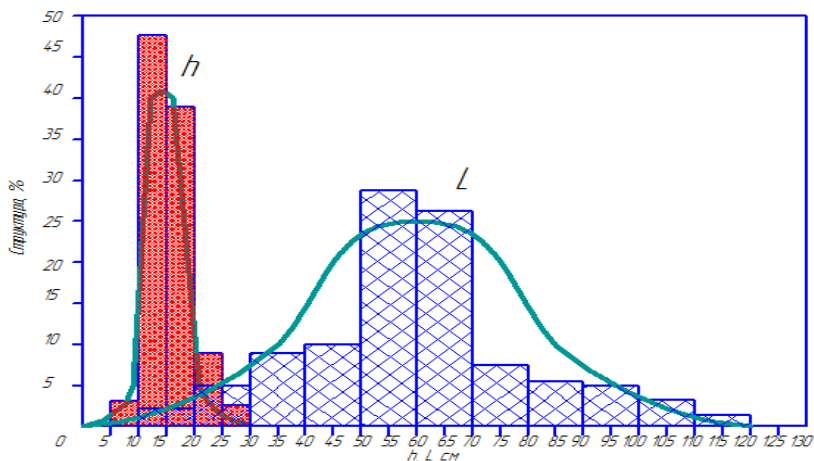


Рис. 5 – Гістограма розподілу довжини рослинних решток кукурудзи до подрібнення (L) та після (h)

Після виконання технологічного процесу проводили заміри щодо визначення кількості та розмірність частин подрібнених стебел кукурудзи на 1 м² також за допомогою рамки (рис. 5). Потім змінювали швидкість агрегату і повторювали виміри. Досліди проходили з п'ятикратною повторюваністю.

Показником якості прийнято відсоток по найбільшій кількості рослинних решток, розміри яких не перевищують вказаного значення $L_{тр}=200$ мм, після виконання процесу подрібнення.

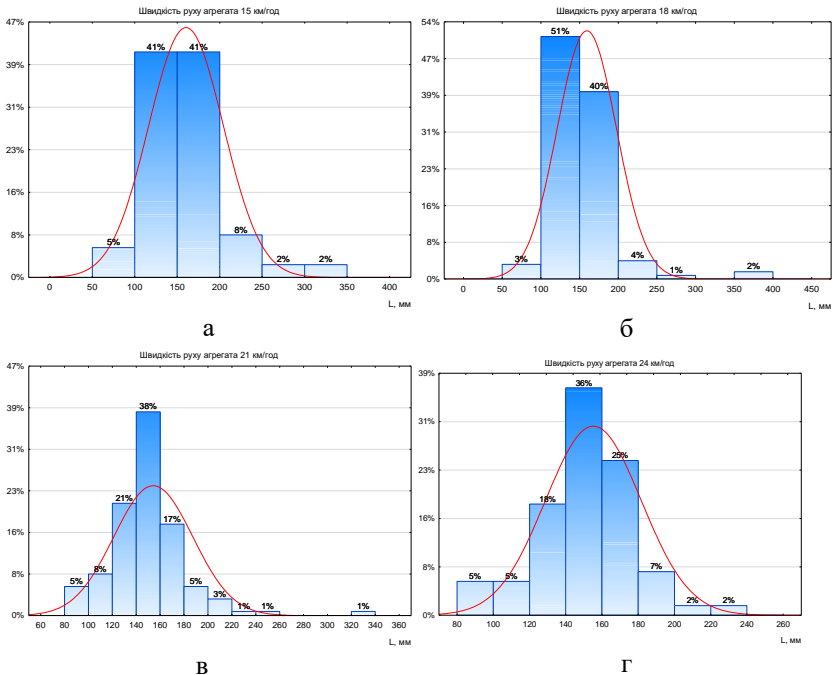


Рис. 6 – Гістограма розподілу решток стебел кукурудзи за довжиною L після обробітку при різних швидкостях руху агрегату: а – ступінь подрібнення $S=88\%$ при швидкості 15 км/год; б – ступінь подрібнення $S=93\%$ при швидкості 18 км/год; в – ступінь подрібнення $S=94\%$ при швидкості 21 км/год; г – ступінь подрібнення $S=96\%$ при швидкості 24 км/год

Аналіз гістограми розподілу решток стебел кукурудзи за довжиною L після обробітку (рис. 6, а–б) показав, що найбільша кількість решток має довжину 100–200 мм. Дана довжина пояснюється тим, що відстань між ножами котка-подрібнювача становить 150 мм.

Збільшення швидкості агрегата забезпечує подрібнення рослинних решток на менші розміри. Тобто кількість рослинних решток довжиною до 150 мм збільшується, а з розмірами більше за 200 мм – зменшується. Також слід відмітити зменшення пропущених та неповністю подрібнених рослинних решток. Експериментально визначений діапазон швидкостей від 15 до 24 км/год враховує особливості роботи котка-подрібнювача у польових умовах, а саме рух агрегата на схилах-підйомах, як у вертикальній, так і у горизонтальній площині. Збільшення швидкості за межі 24 км/год може впливати як на керованість агрегата, так і збільшувати навантаження на раму та робочі органи котка-подрібнювача та механізм зчіпки трактора.

Згідно з вимогами до виконання технологічного процесу подрібнення, запропонованими ННЦ «ІМЕСГ» УААН, розміри рослинних решток не повинні перевищувати 200 мм. За даним показником майже 100% (рис. 6, а–б) подрібнених рослинних решток не перевищують заданого граничного значення.

Висновки. На підставі проведених досліджень можна зробити висновок, що за якісним показником виконання технологічного процесу розроблена конструкція котка-подрібнювача є цілком працездатною і придатною до широкого використання за певних ґрунтових та кліматичних умов. А експериментально підтверджений діапазон робочих швидкостей від 18 до 23 км/год дозволить раціонально використовувати коток-подрібнювач з умови економії палива та підвищення продуктивності.

Наступним етапом дослідження мають стати питання надійності виконання технологічного процесу в різних ґрунтово-кліматичних зонах та природних умовах.

Література

1. Говоров О.Ф. Машини для скошування і подрібнення рослин або їх решток і розподілення частинок по поверхні ґрунту. / Говоров О.Ф., Гуков Я.С., Мойсенко В.К. // Механізація та електрифікація сільського господарства. – 2010. – Вип. 94. – С. 29-48.
2. Сало В.М. Обґрунтування основ для моделювання процесів подрібнення рослинних решток. / Сало В.М., Семеняка І.М., Уманець І.О., Гайденок О.М. // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. –2010. –Випуск 10. –Том 8 – С. 105 – 111. (<http://nauka.tsatu.edu.ua/print-journals-tdatu/10-8/10-8.html>)
3. Лінник М.К. Технологічні аспекти використання соломи для удобрення ґрунту / Лінник М.К., Лукаш М.І. // Механізація та електрифікація сільського господарства. – 2010. – Вип. 94. – С. 76–84.

4. Богатирьов Д.В. Обґрунтування перспективних напрямів конструкцій подрібнювачів рослинних решток. / Д.В. Богатирьов, В.М. Сало, В.І. Носуленко, Д.В. Мартиненко // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Зб. наук. праць. – Кіровоград: КНТУ, 2012. – Вип. 42. – С. 39-44. (http://www.kntu.kr.ua/doc/zb_42_1/)

5. Богатирьов Д.В. Аналіз господарських випробовувань котка-подрібнювача рослинних решток ссояшника / Д.В. Богатирьов, В.М. Сало // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Кіровоград, 2013. – Вип. 43. – Ч.1 – С. 12-17. (http://www.kntu.kr.ua/doc/zb_43_1/)

6. Пат. 71272 Україна, МПК А01В 29/04, А01D 43/00 (2012.01) Коток подрібнювач рослинних решток / Сало В.М., Лузан П.Г., Мачок Ю.В., Богатирьов Д.В., Бойко В.П.; заявник і патентовласник Кіровоград. нац. техн. ун-т.- № u2011 15059 заявл. 19.12.2011; опубл. 10.07.2012, Бюл. №13.

7. Пат. 83199 Україна, МПК А01В 29/04, А01D 43/00 (2006.01) Коток подрібнювач рослинних решток / Сало В.М., Лузан П.Г., Богатирьов Д.В., Мачок Ю.В., Лузан О.Р.; заявник і патентовласник Кіровоград. нац. техн. ун-т.- № u2013 03722 заявл. 26.03.2013; опубл. 27.08.2013, Бюл. №16.

8. Подрібнювач рослинних решток КП-4.5 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.savitskiy.com.ua/>.

УДК 621.83.062.1

© А.І. Бондаренко, к.т.н.

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

ОБРОБКА ТА АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНИХ ТРАНСМІСІЙ

В статті наведено процес обробки результатів, отриманих при експериментальних дослідженнях гідрооб'ємно-механічних трансмісій, виконаних за схемами з диференціалом на вході та з диференціалом на виході, при гальмуванні. Розглянуто процес знаходження дійсних значень перепаду робочого тиску в гідрооб'ємній передачі, крутних моментів на валах трансмісії та кутових швидкостей валів. Проаналізовано результати експериментальних досліджень.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ, ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНА ТРАНСМІСІЯ, ГІДРООБ'ЄМНА ПЕРЕДАЧА, ГАЛЬМУВАННЯ.

Постановка проблеми. З постійним поширенням кількості самохідних машин (СМ) з гідрооб'ємно-механічними трансмісіями (ГОМТ), підвищенням їх швидкостей руху, особливо загострилась проблема збереження безпеки в режимі гальмування. Теоретичне дослідження процесу гальмування СМ з ГОМТ різноманітного схемного виконання не допустиме без попередньої перевірки адекватності існуючих математичних моделей, які описують динаміку ГОМТ [1], зокрема і в гальмівному режимі, що не можливо без проведення експериментальних досліджень та коректної обробки отриманих результатів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Із літератури [2 – 5] відомо, що на кафедрі автомобіле- і тракторобудування Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» розроблено лабораторний стенд, за допомогою якого може виконуватися комплексне експериментальне дослідження робочих процесів у ГОМТ на різноманітних режимах роботи. Стенд швидко переналаштовується як на роботу за схемою «диференціал на виході», так і схемою «диференціал на вході». Поте, опису процесу обробки отриманих кінематичних та силових параметрів ГОМТ, аналізу результатів експериментальних досліджень ГОМТ в процесі гальмування увага практично не приділяється.

Мета дослідження. Розробка методики обробки отриманих в процесі експериментальних досліджень кінематичних та силових параметрів ГОМТ, аналіз результатів експериментальних досліджень ГОМТ в процесі гальмування.

Для досягнення поставленої мети необхідно: навести методику обробки результатів, отриманих при експериментальних дослідженнях (вольтових сигналів), ГОМТ, виконаних за схемами з диференціалом на вході та з диференціалом на виході, та описати процес знаходження дійсних значень перепаду робочого тиску в гідрооб'ємній передачі (ГОП), крутних моментів на валах трансмісії та кутових швидкостей валів; проаналізувати результати експериментальних досліджень ГОМТ в процесі гальмування; сформулювати висновки.

Результати дослідження. Основна мета випробувань полягає у визначенні впливу законів зміни параметра регулювання гідронасосу ГОП $e_1(t)$ та законів зміни гальмівного моменту $M_g(t)$ на основні параметри ГОМТ різних структур (розглядалися дві схеми: одна з диференціалом на вході, друга – з диференціалом на виході) при реалізації процесу гальмування, а також перевірці адекватності математичної моделі ГОМТ (підходу до складання моделей [1]).

Завдання випробувань полягають у визначенні кутових швидкостей валів гідромотора ω_{e2*} , асинхронного електродвигуна ω_0 (виходячи зі значення ω_0 встановлюється і кутова швидкість вала гідронасоса ω_{e1*}), порошкового навантажувального електромагнітного гальма (порошкового гальмівного механізму) ω_g ; тиску в нагнітаючій магістралі ГОП P , тиску усмоктування P_p , рівного за значенням тиску, що створюється насосом підпитки (у всіх розрахунках фігурує значення перепаду робочого тиску в ГОП – $\Delta P = P - P_p$, так як саме ΔP визначається в процесі теоретичних досліджень); крутного моменту на валу асинхронного електродвигуна M_0 та на валу порошкового гальмівного механізму M_g при здійсненні гальмування вала порошкового гальмівного механізму лише за рахунок зміни параметра регулювання гідронасосу e_1 , а також гальмування одночасно за рахунок зміни гальмівного моменту M_g та параметра регулювання гідронасосу e_1 при збереженні в усіх випадках кінематичного зв'язку з електродвигуном.

Випробування виконуються на стендах у два етапи:

– на першому етапі збирається схема ГОМТ з диференціалом на виході та виконується гальмування вала порошкового гальмівного механізму спочатку лише за рахунок зміни параметра регулювання гідронасосу e_1 (при різних законах $e_1(t)$), а потім одночасно за рахунок зміни гальмівного моменту M_g та параметра регулювання гідронасосу e_1 (при різних законах $M_g(t)$ та $e_1(t)$) зі збереженням в усіх випадках кінематичного зв'язку з електродвигуном;

– на другому етапі відбувається переналаштування стенду з метою отримання схеми ГОМТ з диференціалом на вході і вже для нової схеми реалізуються ті ж самі варіанти гальмування, що і для схеми ГОМТ з диференціалом на виході.

Кожен вимір проводиться 3 рази. Фіксація даних припинялася в момент повної зупинки валу порошкового гальмівного механізму.

Для коректної обробки вольтових сигналів, що надходять з приборів для виміру крутного моменту, необхідно визначити тарувальну характеристику для мостових схем кожного досліджуваного валу (вал № 1 – короткий вал, вал № 2 – довгий (рис. 1) [4]):

– вал № 1 з'єднується з асинхронним електродвигуном через допоміжний редуктор в стенді з ГОМТ з диференціалом на виході, а в стенді з ГОМТ з диференціалом на вході – з порошковим гальмівним механізмом;

– вал № 2 з'єднується з порошковим гальмівним механізмом у стенді з ГОМТ з диференціалом на виході, а в стенді з ГОМТ з диференціалом на вході – з асинхронним електродвигуном через допоміжний редуктор.

Стенд для тарування мостових схем валів наведено на рис. 2. Даний стенд забезпечує жорстку фіксацію одного з кінців валу та штучне навантаження другого кінця. Важіль, який з одного боку з'єднаний з валом, а з іншого сприймає навантаження від гирь, має довжину 0,5 м. Для кожного значення навантаження, а з урахуванням довжини важеля, – для кожного значення штучно утвореного крутного моменту на валу, за допомогою прибору для виміру крутного моменту [2], аналого-цифрового перетворювача та ноутбука визначається відповідне значення напруги (рис. 3 – 4) та будується тарувальна характеристика. Отримані тарувальні характеристики наведені на рис. 5 – 6.

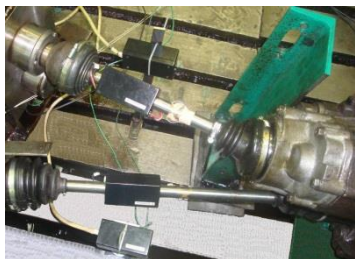


Рис. 1 – Схема розміщення приборів для виміру крутного моменту



Рис. 2 – Стенд для тарування мостових схем валів

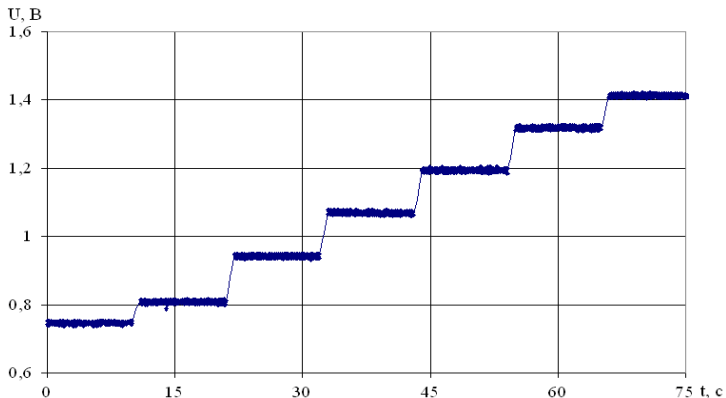


Рис. 3 – Зміна вихідного сигналу з мостової схеми валу № 1 U протягом часу t в залежності від прикладеного навантаження на важіль (початкова маса вантажу 0 кг, крок 2,5 кг, максимальна – 15 кг)

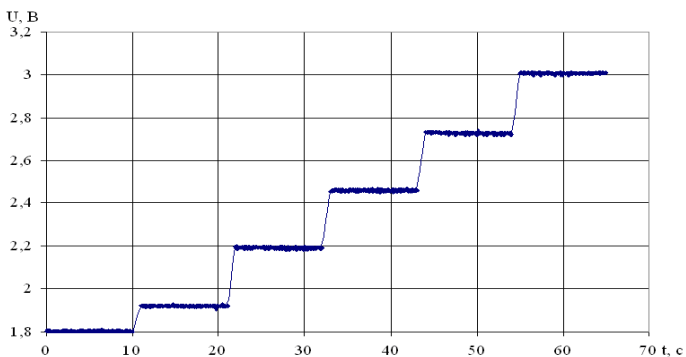


Рис. 4 – Зміна вихідного сигналу з мостової схеми валу № 2 U протягом часу t в залежності від прикладеного навантаження на важіль (початкова маса вантажу 2,5 кг, крок 2,5 кг, максимальна – 15 кг)

Як видно з рис. 5 – 6, лінії тренду практично повністю співпадають з результатами, що отримані в процесі експериментальних досліджень, максимальна похибка не перевищує 5,1% [6]. Тому рівняння, які описують залежність U від M_1 та M_2 (лінію тренду) і будуть використовуватися при обробці вольтових сигналів.

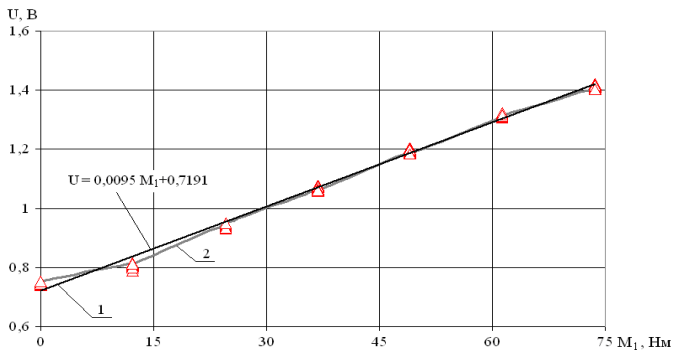


Рис. 5 – Тарувальна характеристика мостової схеми валу № 1 (залежність вихідного сигналу U від крутного моменту M_1): 1 – лінія тренда; 2 – залежність, що отримана в процесі досліджень

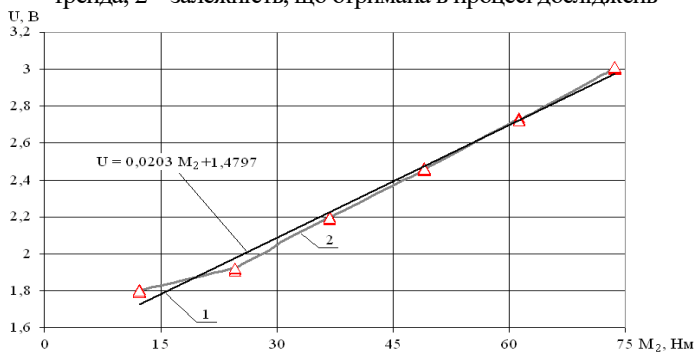


Рис. 6 – Тарувальна характеристика мостової схеми валу № 2 (залежність вихідного сигналу U від крутного моменту M_2): 1 – лінія тренда; 2 – залежність, що отримана в процесі досліджень

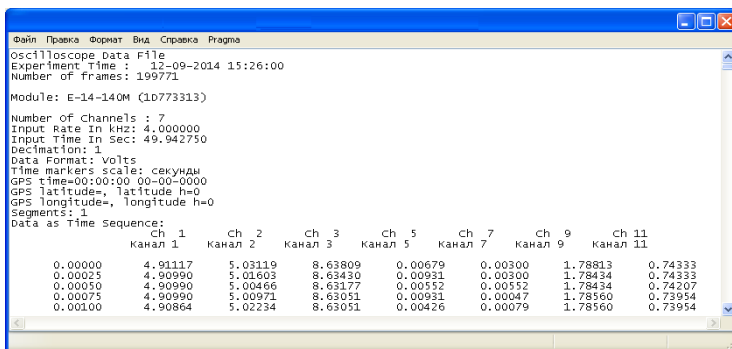
Основним етапом обробки надлишкового тиску та крутного моменту, а точніше вольтових сигналів, що отримані в результаті експериментальних досліджень, є вибір методу фільтрації [7 – 9].

Фільтром називають частотно-виборчий пристрій, який пропускає сигнали певних частот і затримує або ослаблює сигнали інших частот. За виглядом амплітудно-частотних характеристик вони підрозділяються на фільтри нижніх частот, верхніх частот, смугові, режекторні та фазові. На практиці широко застосовуються методи фільтрації Чебишева, Баттерворта, Бесселя і критичного загасання [7]. У роботі [8] рекомендується наступний протокол фільтрації для всіх каналів (за винятком кута повороту рульового колеса і кутової швидкості рульового колеса) – використання фільтрів нижніх частот

Баттерворта. Для автоматизації обробки одержуваних даних зручно використовувати вільно розповсюджене програмне забезпечення «Фільтр Баттерворта» [9].

Розглянемо більш детальніше процес обробки експериментальних даних із датчиків надлишкового тиску та приборів для виміру крутного моменту – знаходження тиску в нагнітаючій магістралі ГОП P , тиску, що створюється насосом підпитки P_p , крутного моменту на валу асинхронного електродвигуна M_0 та на валу порошкового гальмівного механізму M_g .

У процесі досліджень на комп'ютері відбувається візуальна фіксація, а потім збереження результатів у вигляді текстових файлів зі значеннями вольтових сигналів. Текстовий файл представляє собою набір стовбців з даними, де кожен стовбець відповідає певному каналу, пов'язаному з датчиком стенду. Перший стовбець відображає час в секундах, наступні – результати дослідження. Скільки стовбців у файлі, перший стовбець не враховується, стільки параметрів і вимірювалось в процесі дослідження (при роботі зі стендом з диференціалом на виході вимірювали 7 параметрів, задіяно, відповідно, 7 каналів (рис. 7), при роботі зі стендом з диференціалом на вході вимірювали 6 параметрів, задіяно 6 каналів).



Ch 1	Ch 2	Ch 3	Ch 5	Ch 7	Ch 9	Ch 11
Канал 1	Канал 2	Канал 3	Канал 5	Канал 7	Канал 9	Канал 11
0.00000	4.91117	5.03119	8.63809	0.00679	0.00300	1.78813
0.00025	4.90990	5.01603	8.63430	0.00931	0.00300	1.78434
0.00050	4.90990	5.00466	8.63177	0.00552	0.00300	1.78434
0.00075	4.90990	5.00971	8.63051	0.00931	0.00047	1.78560
0.00100	4.90864	5.02234	8.63051	0.00426	0.00079	1.78560

Рис. 7 – Візуалізація фіксації та збереження результатів експериментальних досліджень ГОМТ з диференціалом на виході

На рис. 7 канал № 1 пов'язаний з індуктивним датчиком частоти обертання валу порошкового гальмівного механізму; канал № 2 – з індуктивним датчиком частоти обертання валу асинхронного електродвигуна; канал № 3 – з індуктивним датчиком частоти обертання валу гідромотора; канал № 5 – з датчиком надлишкового тиску в нагнітаючій магістралі ГОП; канал № 7 – з датчиком надлишкового

тиску, що створюється насосом підпитки; канал № 9 – з прибором для виміру крутного моменту на валу порошкового гальмівного механізму; канал № 11 – з прибором для виміру крутного моменту на валу асинхронного електродвигуна.

У зв'язку з тим, що робота з даними в текстовому файлі з форматом розширення «*.txt» не можлива, всі дані перезберігались в файл з розширенням «CSV (MS-DOS) (*.csv)». Особливість перезберігання полягає в тому, що в утвореному файлі повинно залишитися лише два стовбця: перший – «час», другий – параметр, що підлягає фільтрації. Все це необхідно для подальшої роботи з програмним забезпеченням «Фільтр Баттерворта» [9].

Наступним кроком є відкриття за допомогою програмного забезпечення «Фільтр Баттерворта» файлів, створених в форматі «CSV (MS-DOS) (*.csv)».

На рис. 8 наведений зовнішній вигляд діалогових вікон програмного забезпечення «Фільтр Баттерворта» при обробці даних, а на рис. 9 – 10 початкові значення та результати фільтрації вольтових сигналів (лише фрагменти для прикладу, так як одній секунді досліджень відповідає 4000 значень параметру), що відображають зміну тиску в нагнітаючій магістралі ГОП та моменту на валу порошкового гальмівного механізму (стенд з ГОМТ з диференціалом на виході). Слід звернути увагу, що в настройках параметрів фільтру необхідно обрати такі значення частоти та порядку (рис. 8, б) при яких відфільтровані значення максимально б згладжували початкові при збереженні загального виду зміни параметра, проте трапляються випадки, коли фільтрація взагалі не потрібна (рис. 10), але це бува в край рідко.

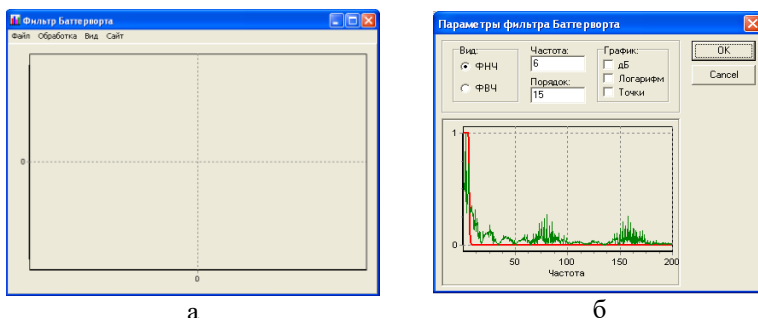


Рис. 8 – Зовнішній вигляд діалогових вікон програмного забезпечення «Фільтр Баттерворта»: а – діалогове вікно для імпорту вихідних даних; б – настройка параметрів фільтра

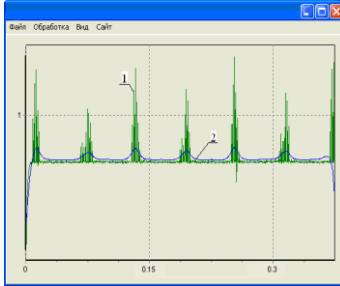


Рис. 9 – Результати фільтрації вольтових сигналів, що відображають зміну тиску в нагнітаючій магістралі ГОП:
1 – початкові значення;
2 – відфільтровані значення

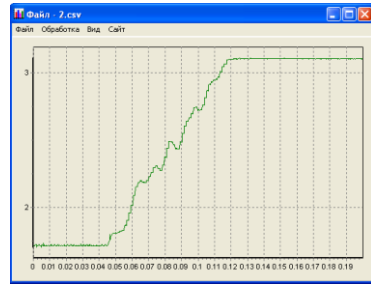


Рис. 10 – Результати експериментальних досліджень, потреба в фільтрації яких повністю відсутня (початкові значення вольтових сигналів, що відображають зміну моменту на валу порошкового гальмівного механізму)

Наступним і останнім кроком обробки експериментальних даних є збереження результатів, коректування, у разі потреби, початкового та кінцевого значення, часу дослідження (рис. 11) і, використовуючі тарувальні характеристики, знаходження реальних значень тиску та моментів (рис. 12 – 13).

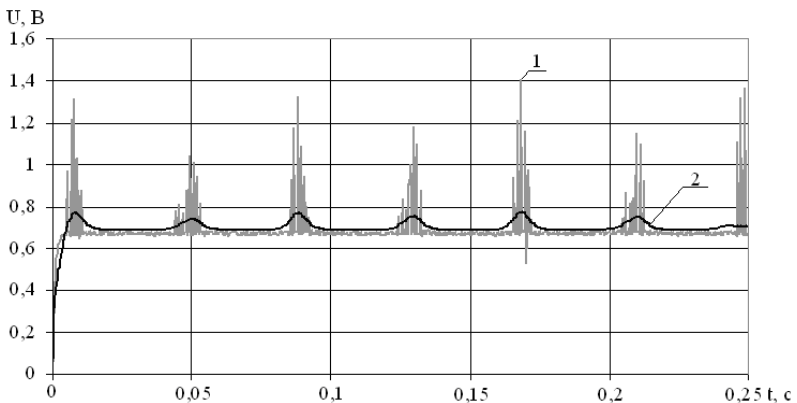


Рис. 11 – Скоректовані результати фільтрації вольтових сигналів, що відображають зміну тиску в нагнітаючій магістралі ГОП: 1 – початкові значення; 2 – відфільтровані значення

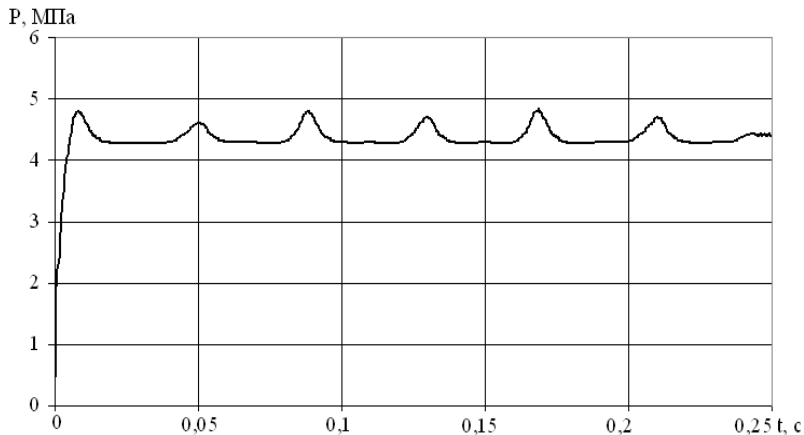


Рис. 12 – Зміна тиску в нагнітаючій магістралі ГОП (оброблені результати)

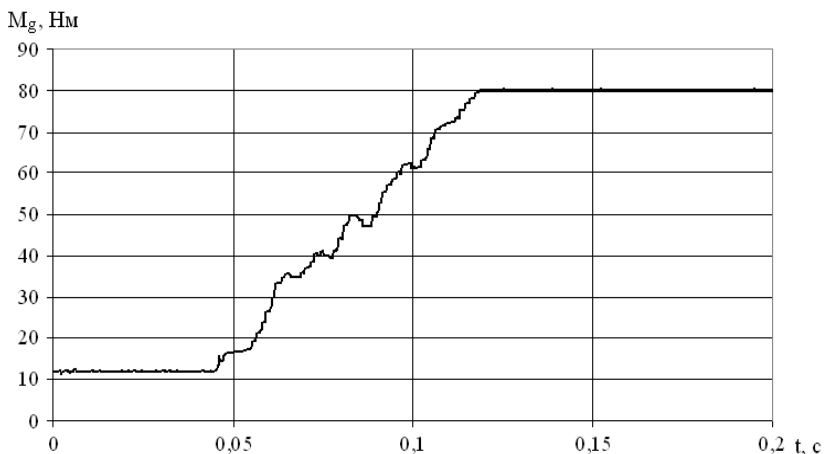


Рис. 13 – Зміна моменту на валу порошкового гальмівного механізму (оброблені результати)

Вищенаведений алгоритм універсальний для визначення тиску в нагнітаючій магістралі ГОП P , тиску, що створюється насосом підпитки P_p , крутного моменту на валу асинхронного електродвигуна M_0 та на валу порошкового гальмівного механізму M_g .

Більш складніше відбувається процес обробки результатів з індуктивних датчиків частоти обертання. Отримана вольтова характеристика розбивається на ділянки довжиною 0,1 секунди, в

межах кожної ділянки вводиться припущення, що кутова швидкість постійна та протягом часу не змінюється, виходячи з цього визначається значення кутової швидкості на даній ділянці з виразу:

$$\omega = 20 \cdot \pi \cdot \frac{T_s}{z}, \quad (1)$$

де T_s – кількість періодів сигналу в межах обраної ділянки;
 z – число зубців зубчастого вінця датчика частоти обертання.

Визначивши значення кутових швидкостей, отримуємо ступінчасту характеристику зміни кутової швидкості від часу. З метою усунення цієї ступінчастості, пропонується отримане значення кутової швидкості привласнювати не всьому діапазону часу, довжина, якого 0,1 секунди, а точці, яка знаходиться в середині часового діапазону ділянки, тобто значення першої отриманої кутової швидкості буде відповідати часу 0,05 секунди, другої – 0,15 секунди, третьої 0,25 секунди і т.д.

За даною методикою визначаються кутові швидкості валів гідромотора ω_{e2*} , асинхронного електродвигуна ω_0 , порошкового гальмівного механізму ω_g . На рис. 14 – 15 розглянуто, як приклад, знаходження кутової швидкості вала порошкового гальмівного механізму ω_g .

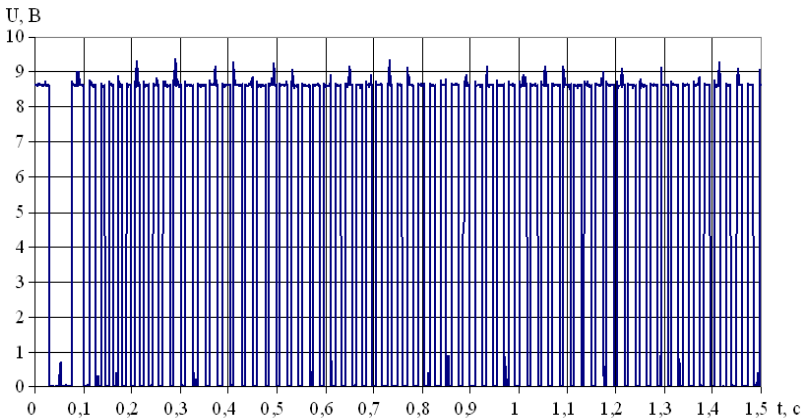


Рис. 14 – Вихідний сигнал з індуктивного датчика частоти обертання вала порошкового гальмівного механізму

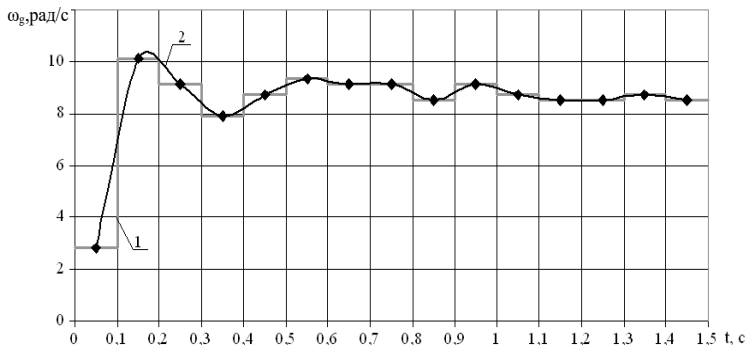


Рис. 15 – Кутова швидкість валу порошкового гальмівного механізму:
 1 – ступінчаста зміна кутової швидкості; 2 – плавна зміна кутової швидкості

З метою збереження працездатності стендів, максимальний гальмівний момент в процесі дослідження задавався $M_g=40$ Нм. Збільшення гальмівного моменту M_g призводить до зменшення часу від початку гальмування до повної зупинки валу порошкового гальмівного механізму та суттєвого підвищення перепаду робочого тиску в ГОП ΔP .

Основні результати експериментальних досліджень наведені у висновку.

Висновки.

1. Наведена методика обробки результатів, отриманих при експериментальних дослідженнях ГОМТ дозволяє визначити дійсні значення перепаду робочого тиску в ГОП, крутних моментів на валах трансмісій та кутових швидкостей валів.

2. У результаті експериментального дослідження було встановлено, що чим нижче інтенсивність зміни параметра регулювання гідронасосу та повільніше наростання гальмівного моменту, тим менше перепад робочого тиску в ГОП, на інші параметри розглянутих ГОМТ закони $e_1(t)$ та $M_g(t)$ в процесі гальмування суттєво не впливали.

3. Збільшення гальмівного моменту призводить до зменшення часу від початку гальмування до повної зупинки валу порошкового гальмівного механізму та суттєвого підвищення перепаду робочого тиску в ГОП.

Література

1. Бондаренко А.І. Просторова математична модель процесу гальмування колісного трактора FENDT 926 VARIO / А.І. Бондаренко

// Східно-Європейський журнал передових технологій. Серія: Математика та кібернетика – фундаментальні та прикладні аспекти. – 2011. – № 5/4 (53). – С. 47 – 51.

2. Митцель Н.А. Датчик крутящего момента / Н.А. Митцель // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – 2014. – № 48 (1090). – С. 3 – 9.

3. Кожушко А.П. Порівняльний аналіз результатів експериментальних та теоретичних досліджень робочих процесів у безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісіях // Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Інноваційні засади сталого розвитку національного господарства», 21 – 22 листопада 2014 р., м. Кам'янець-Подільський / Міністерство аграрної політики та продовольства України, Подільський державний аграрно-технічний університет. – Кам'янець-Подільський: Подільський державний аграрно-технічний університет, 2014. – С. 181 – 184.

4. Самородов В.Б. Експериментальне дослідження робочих процесів у гідрооб'ємно-механічних трансмісіях з диференціалом на вході та з диференціалом на виході / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко // Збірник наукових праць Донецького інституту залізничного транспорту Української державної академії залізничного транспорту. – 2014. – № 39. – С. 60 – 67.

5. Samorodov V.B. Experimental Appropriateness Verification of K. Gorodetsky's Mathematical Model for Losses Determination in Hydrostatic Transmissions for Modern Hydraulic Machines / V.B. Samorodov, S.A. Shuba, O.I. Derkach, V.M. Shevtzov, N.A. Mittsel // Eastern European Scientific Journal: Düsseldorf (Germany): Auris Verlag. – 2014. – № 6. – P. 285 – 291.

6. Кассандрова О.Н., Лебедев В.В. Обработка результатов наблюдений: учебн. для студ. высш. учебн. зав. / О.Н. Кассандрова, В.В. Лебедев. – М.: Наука, 1970. – 104 с.

7. Клец Д.М. Метод повышения точности обработки данных, полученных в ходе испытаний мобильных машин, с помощью фильтра Баттерворта / Д.М. Клец // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – 2012. – № 60 (966). – С. 98 – 104.

8. Клец Д.М. Применение алгоритма адаптивной фильтрации при динамических испытаниях колесных машин / Д.М. Клец // Вібрації в техніці та технологіях. – 2012. – № 3 (67). – С. 38 – 42.

9. Канунников Г. Фильтр Баттерворта [Электронный ресурс] / Г. Канунников – Режим доступа: <http://motosnz.narod.ru/bdpf.htm>.

Рецензенти: д.т.н., проф. Є.М. Гецович; д.т.н., проф. Д.О. Волонцевич

УДК 621.867.42

© Б.М. Гевко д.т.н., В.В. Крук, В.З. Гудь
Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя
В.В. Фурдей, М.М. Яциків, М.І. Клендій
ВП НУБіП України «Бережанський агротехнічний інститут»

ВИЗНАЧЕННЯ СИЛОВИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОЦЕСУ ВАЛЬЦЮВАННЯ КУЛЬОК НАПРАВЛЯЮЧИХ

Приведена конструкція пристрою для завальцювання кульок у направляючих елементах технологічного оснащення. Особливістю конструкції є те, що завальцювана кулька знаходиться в середовищі системи змащення, що забезпечує зменшення зусилля завальцювання і підвищує точність фіксації.

ЗАВАЛЬЦЮВАННЯ КУЛЬОК, НАПРАВЛЯЮЧІ, СЕРЕДОВИЩЕ СПІЛЬНОГО ЗМАЩЕННЯ.

Постанова проблеми. Для забезпечення точного базування і точного направлення ходових елементів різного силового оснащення машин, використовують спеціальні пристрої для завальцювання опорних кульок в корпусних деталях із забезпеченням стабільного змащення.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Питанням конструювання пристроїв у машинобудуванні присвячені праці В.С. Корсаков [1], В.Т. Павлиц [2], Б.М. Гевко [3], В.І. Анурьев [4], М.Н. Іванов [5] та інші. Однак цілий ряд питань удосконалення конструювання пристроїв для завальцювання опорних елементів – потребують подальшого вирішення.

Мета роботи. Розробити нову конструкцію для завальцювання кульок в направляючих. Провести теоретичний розрахунок конструктивних параметрів пристрою для за вальцювання кульок.

Результати дослідження. Направляючі кочення широко використовуються в шліцьових з'єднаннях, і станинах, у технологічному обладнанні та оснащенні. Нами розроблено формувальний кульковий інструмент [Пат. №50886, Україна], який можна використовувати в якості калібрувального інструмента півкруглих прямолінійних направляючих верстатів і інших механізмів, як розширення технологічних можливостей проведених досліджень шліцьових пар кочення.

Розроблений пристрій для завальцювання кульок в направляючих виконано у вигляді державки 1, на другому кінці якої

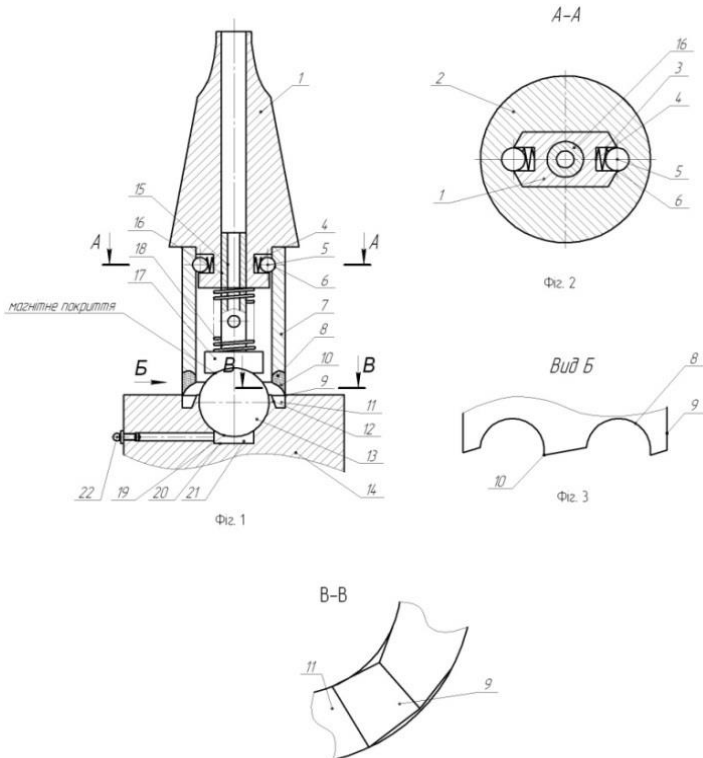


Рис. 1 – Пристрій для завальцювання кульок у направляючих

виконано зрізаний уступ 2 фрезерований з двох сторін. На з фрезерованих ділянках виконано два радіальних глухих отвори 3 паралельно площинам зрізу. В отвори 3 встановлені пружини 4 з фіксуєчими кульками 5. Останні виступаєчими частинами входять у виїмки 6 формуючого елемента 7 у вигляді циліндра, який у верхній внутрішній частині має форму зрізаного уступу 2. В нижній частині формуючого інструмента 7 рівномірно по колу виконані радіусні виїмки 8 для виходу стружки. Крім цього в нижній частині по напрямку кругового обертання виконано, наприклад, чотири жорстко встановлені твердосплавні півкруглі ріжучі леза 9, з ріжучими лезами з передніми α і задніми β кутами з торця і боковими задніми кутами γ ріжучих лез. Помірні підйому вверх леза 9 переходить у формуючі півкруглі елементи 10, які методом пластичної деформації через виточки 11 здійснюється за вальцювання виступів 12 до кульок 13, які

вставляють в отвори заготовок 14. Завальцювання виступів 12 яточок 11 до кульок 13 здійснюється твердосплавними півкруглими елементами 10 в направляючих заготовки 14.

У державці 1 виконано наскрізний отвір 15 в який жорстко встановлена тонкостінна втулка 16 для подачі охолоджувально-змазуючої рідини в зону різання і завальцювання. В нижній її частині встановлено центрувальний ковпачок 17. В простір між ковпачком і торцем державки 1 встановлена пружини стиснення 18, яка забезпечує осьове зворотно-поступальне переміщення ковпачка 17, ємність 20 із мастилом 21, масляною 22.

Центрувальний ковпачок 17 намагнічений для утримання кульки 13 під час її завальцювання у сферичних виїмках 19 направляючих 14.

Робота пристрою для завальцювання кульок в направляючій здійснюється наступним чином. Державка 1 встановлюється в шпиндель верстату (на кресленні не показано). Після чого на стіл верстату встановлюється направляюча 14 з сферичними виїмками 19 під кульки 13, в які вони встановлюються. До сферичної виїмки 19 підводиться пристрій і центрувальний ковпачок 17 з кулькою 13, за допомогою якого здійснюється центрування кульки 13 відносно оправки і сферичної виїмки 19. Після підготовчих робіт включається змащувально-охолоджуюча рідина, яка по канапах 15 поступає в зону різання канавки 11 і деформування виступу 12. Включається верстат, пристрій обертається, при цьому здійснюється осьова його подача і формуючі півкруглі елементи 10 взаємодіють з канавкою 11, а формувальний інструмент 9 здійснює завальцювання кульки 13 в направляючій 14.

Для забезпечення завальцювання кульки з можливістю його обертання в гнізді або жорсткої посадки вибирають необхідні режими і час точіння і завальцювання.

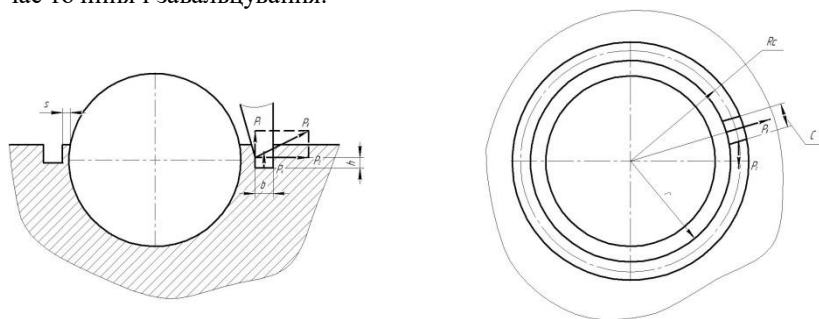


Рис. 2 – Розрахункова схема для розрахунку інструмента для завальцювання кульки

Основними параметрами, що визначають силові характеристики інструментів, які використовуються на свердильних верстатах є осьова сила P_0 , а крутильний момент M .

Згідно з розрахунковою схемою на рисунку 2 маємо:

$$P_0 = n (P_1 + P_X), \quad (1)$$

де P_1 – вертикальна складова зусилля деформації стінки, Н; P_X – вертикальна складова сили різання, Н; n – кількість зубів інструмента.

Вертикальну складову зусилля деформації стінки визначаємо із виразу:

$$P_1 = P_d \cdot \sin \alpha, \quad (2)$$

де P_1 – зусилля деформації стінки, Н; α – кут нахилу клина деформуючої частини інструмента, град.

Зусилля деформації стінки визначаємо за формулою:

$$P_d = \frac{c \cdot s^2 \cdot \sigma_s \cdot k_1}{4 \cdot h}, \quad (3)$$

де c – ширина частини кільцевого виступу що піддається деформації, мм; s – товщина стінки кільцевого виступу, мм; σ_s – границя текучості матеріалу бази, МПа; k_1 – коефіцієнт, що враховує зміцнення матеріалу, $k_1 = 1, 2, \dots, 1, 3$; h – глибина кільцевої виточки, мм.

Підставляючи формули (2) і (3) у формулу (1), одержимо:

$$P_0 = n \cdot \left(P_X + \frac{c \cdot s^2 \cdot \sigma_s \cdot k_1 \cdot \sin \alpha}{4 \cdot h} \right). \quad (4)$$

Крутильний момент визначаємо за формулою:

$$M = n (P_Z \cdot R_C + P_T \cdot r), \quad (5)$$

де P_Z – горизонтальна складова сили різання, Н; R_C – середній радіус виточки, мм; P_T – сила тертя між деформуючою частиною інструмента та заготовкою, Н; r – внутрішній радіус кільцевої канавки, мм.

Силу тертя визначаємо за відомою залежністю:

$$P_T = \mu \cdot P_d, \quad (6)$$

де μ – коефіцієнт тертя між деформуючою частиною інструмента та матеріалом бази.

Отже, враховуючи вирази (6), (5) і (3), одержимо формулу для визначення крутного моменту:

$$M = n \cdot \left(P_Z \cdot R_C + \frac{\mu \cdot c \cdot s^2 \cdot \sigma_s \cdot k_1}{4 \cdot h} \right), \quad (7)$$

Складові сил різання визначаються за емпіричними залежностями:

$$\begin{cases} P_Z = C_P \cdot S^{Y_Z} \cdot b^{X_Z} \cdot V^{n_Z}; \\ P_X = C_{PX} \cdot S^{Y_X} \cdot b^{X_X} \cdot V^{n_X}, \end{cases} \quad (8)$$

де C_P – коефіцієнт, що враховує особливості процесу різання; S – подача інструмента, мм/об; b – ширина виточки, мм; V – швидкість різання, м/хв.; y, x, z, n – показники степені відповідних складових формули.

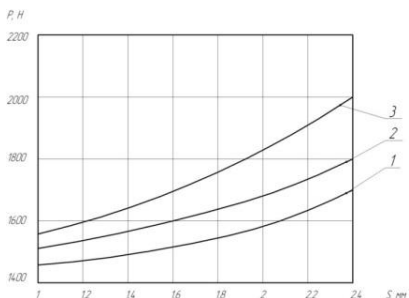


Рис. 3 – Графік залежності осьової сили завальцування кульки від товщини стінки між кулькою та виточкою: 1 – сталь 08; 2 – сталь 30; 3 – сталь 45

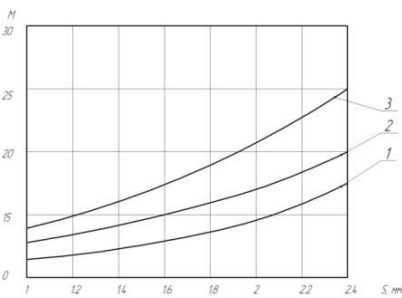


Рис. 4 – Графік залежності моменту завальцування кульки від товщини стінки між кулькою та виточкою: 1 – сталь 08; 2 – сталь 30; 3 – сталь 45

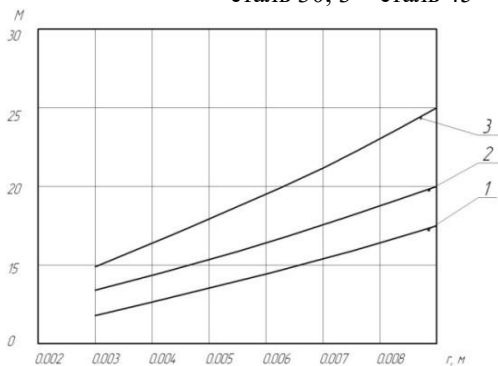


Рис. 5 – Графік залежності моменту завальцування кульки від радіуса кульки: 1 – сталь 08; 2 – сталь 30; 3 – сталь 45

Графіків на рисунках 3 і 4 робимо висновок, що із збільшенням товщини кульки між виточкою та кулькою зростає осьова сила та крутильний момент завальцювання, при цьому зростання цих параметрів носить квадратичний характер, а криві представлено у вигляді парабол.

На рисунку 5 бачимо, що із збільшенням радіуса кульки, а відповідно виточки, зростає крутильний момент завальцювання кульки по прямо пропорційній залежності.

Висновки. Розроблена удосконалена конструкція пристрою для завальцювання опорних елементів в середовищі спільного змащування, яка захищена патентом України на винахід. Приведені результати експериментальних досліджень, визначення силових і конструктивних параметрів пристроїв для завальцювання опорних елементів, можуть мати практичне використання при проектуванні, відповідного до оснащення машин і механізмів.

Література

1. Корсаков В.С. Основы конструирования приспособлений в машиностроении. Изд. Машинстр, 1972. – 290 с.
2. Павлище В.Т. Основы конструювання та розрахунку деталей машин. – Київ: Вища школа, 1993. – 555 с.
3. Гевко Б.М., Радик Д.Л., Гевко І.Б. Технологія сільськогосподарського машинобудування. – Київ: Вища школа, 1993. – 555 с.
4. Анурьев В.М. Справочниккнструктора-машиностроителя. Изд. Машинстр, 1982. – 557 с.
5. Иванов М.Н. Детали манын. – М: Высшая школа, 1991. – 383 с.

УДК 631.356.4

© Ю.Л. Гунько, к.т.н., Б.Ф. Пасаман, к.т.н., О.Б. Пасаман
Луцький національний технічний університет

УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ РОТОРНОГО КАРТОПЛЕКОПАЧА

У статті наведені результати експериментальних досліджень процесів розпушення бульбоносоного вороху при проходженні його по поверхні підкопуючого лемеша зі змінною робочою поверхнею, а також обґрунтовано раціональне komponування складових елементів підкопувально-сепаруючого робочого органа роторного картоплекопача

ВОРОХ, КАРТОПЛЕКОПАЧ, ЛЕМІШ, ЛОПАТИ, РОТОР, ПОВЕРХНЯ.

Постановка проблеми. У роторних картоплекопачах бульбоносний ворох підрізається лемешами, знімається лопатами роторного робочого органа і відкидається на викопану ділянку поля. Для зменшення енергоємності процесу подрібнення вороху лопатами картоплекопача необхідно забезпечити максимально ефективне розпушення вороху при переміщенні його по підкопуючих лемешах, чого можна досягти за рахунок вдосконалення конструкцій підкопуючих лемешів, а також роторного робочого органа, лопаті якого знімають бульбоносний ворох у кінцевій частині лемеша.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Для збирання картоплі використовуються різні конструкції роторних картоплекопачів [1, 2].

Зокрема, одним із найбільш відомих є картоплекопач КТН – 1А. Цей картоплекопач є малогабаритною і малометаломісткою машиною з роторним робочим органом, який наносить удар по вороху, що підкопується лемешем. Ворох відкидається лопатами ротора перпендикулярно до напрямку руху машини, тобто на незібрані рядки картоплі. Це зумовлює необхідність залучення значної кількості підбирачів картоплі.

Крім того, такий картоплекопач є однорядним, а двохрядна його модифікація не може бути ефективною через те, що роторний робочий орган відкидає ворох перпендикулярно напрямку руху машини. Таким чином, цей картоплекопач не може забезпечити високу продуктивність.

Також було запропоновано конструкцію картоплекопача кидального типу, ротор якого виконано з пружких гребінок. Ротор встановлюється з можливістю подачі бульбоносної маси з двох лемешів у сторону, зворотню напрямку руху картоплекопача.

Недоліком даного роторного робочого органа є те, що він не забезпечує необхідну сепарацію вороху на важких ґрунтах.

Проведеними попередніми дослідженнями [3, 4] встановлено, що форма поверхні підкопуючих робочих органів картоплекопачів впливає на ступінь розпушення бульбоносного вороху і на лемешах із змінною за напрямком руху вороху поверхнею процес розпушення ґрунтового масиву є досить ефективним..

Мета дослідження – отримання раціонального компонування складових частин підкопувально-сепаруючого робочого органу роторного картоплекопача для надання бульбоносному вороху рухомого стану, що сприятиме більш ефективному подрібненню пласта, а отже, і покращенню його наступної сепарації.

Результати дослідження. Ефективність роботи роторного картоплекопача з найменшими енергозатратами залежить від конструкції підкопувальних лемешів та ротора із лопатями, які знімають та відкидають підкопаний бульбоносний ворох.

Процеси, які проходять при переміщенні вороху по лемешах зі змінною за напрямком руху вороху поверхнею, аналізувались на основі результатів цифрової відеозйомки, яка проводилась у ґрунтовому каналі (рис. 1).



Рис.1 – Фото процесу підрізання і розпушення ґрунтового масиву лемешем зі змінною поверхнею

Розпушуюча здатність лемеша значною мірою забезпечується формою бокових поверхонь. Кожна з обох бокових поверхонь подібна до культурної робочої поверхні полиці плуга [3]. У виборі форми

поверхні лемеша найважливіше значення має його здатність до максимально ефективного руйнування пласта без пошкодження бульб картоплі.

Робоча поверхня лемеша має два перегини (змінюється кут нахилу до поверхні поля), а також у передній частині лемеша площа поперечного перерізу більша, ніж у задній частині.

Аналіз результатів вивчення процесів, що відбуваються з бульбоносним ворохом при взаємодії з досліджуваною конструкцією лемеша показав, що характер розриву масиву ґрунту вороху має деякі особливості.

Після підрізання ґрунтового масиву, пересуваючись рівномірно по поверхні лемеша, потрапляє на перший перегин профілю поверхні лемеша, де починає відбуватись розрив ґрунтового пласта. Процесу розриву пласта сприяє також вигнута форма перерізу лемеша.

Під дією сил ваги частин пласта і реакції поверхні лемеша створюються моменти згинання пласта, внаслідок чого відбувається його розривання і розпушення.

Спочатку розрив спостерігається у нижній частині лемеша

Експериментальні дослідження показали, що напрямок руху нижньої частини вороху змінюється і на перегині рух відбувається за певною кривою.

На рис. 2 показано кут розкриття блоків пласта d_0 , який становить $3...8^\circ$. При цьому ширина блоків в середньому складає 40мм (ширина пласта ділиться приблизно на 10 частин).

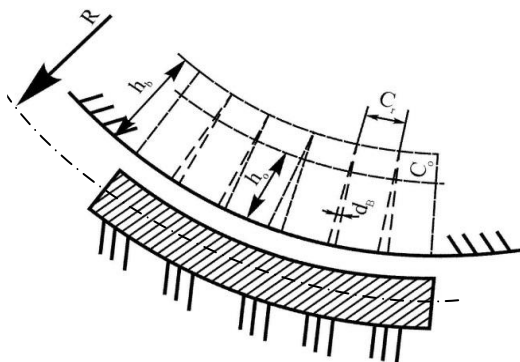


Рис. 2 – Схема розриву пласта під час проходження першого перегину лемеша

Подібно до того як і на першому перегині, розрив масиву ґрунту відбувається на випуклій поверхні лемеша (рис. 3). Згідно з

експериментальними дослідженнями, висота нейтрального шару h'_0 складає 10...15% від висоти шару вороху h'_e , а кут розкриття становить $\approx 3...4^\circ$. Дослідження показали, що на випуклій поверхні руйнується переважна кількість ґрунтових блоків.

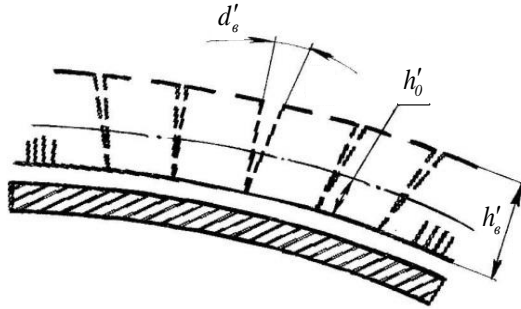


Рис. 3 – Схема руйнування пласта при його проходженні по випуклій поверхні

У наступній стадії ворох рухається по лемешу до другого поперечного перегину, який характеризується зміною кута нахилу до поверхні поля з 10^0 на 22^0 . На цьому перегині проходить остаточний розрив верхньої частини і кінцеве розпушення пласта.

Експериментальні дослідження показали, що у кінцевій частині лемеша на прорізі потрапляє розпушений ґрунт, 70...85% об'єму якого (залежно від виду ґрунту) сепарується через прорізи, виконані у кінцевій частині лемеша, а частинки ґрунту, які залишаються, при встановленні лемеша на роторний картоплекопач мають зніматись лопатями ротора.

Якщо надати бульбоносному вороху, який концентрується над прорізами, рухомого стану, то це сприятиме більш ефективному подрібненню пласта, а отже і покращенню його наступної сепарації.

Тому пропонується змінити конструкцію лопатевого валу шляхом встановлення лопатей за відповідною конфігурацією (рис. 4). На вал 3 монтуються лопаті 2 таким чином, щоб вони не змогли обертатись навколо своєї осі та за своєю конфігурацією відповідали прорізам у кінцевій частині збірного підкопуючого лемеша. Лопаті розміщуються по дузі радіусом 165 мм. Завдяки такому розміщенню лопатей їх кількість збільшується, а також це дозволяє забезпечити почергову взаємодію лопатей з ворохом, що перешкоджає одночасному підніманню усього пласта, який знаходиться у кінцевій перфорованій частині лемеша.

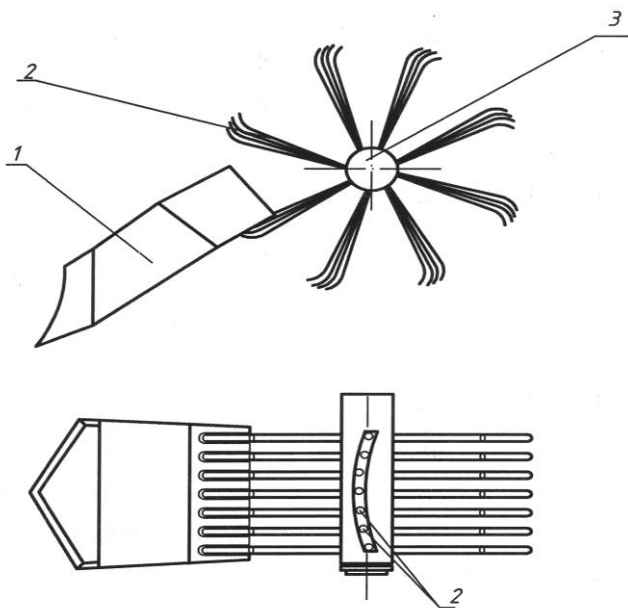


Рис. 4 – Підкопувально-сепаруючий пристрій роторного картоплекопача: 1 – підкопувальний леміш; 2 – лопаті; 3 – лопатевий вал

Лопатевий ротор працює наступним чином. При обертанні ротора лопаті 2 взаємодіють з бульбоносним ворохом, який знаходиться у кінцевій частині лемеша 1. При цьому частина подрібненого лопатями вороху потрапляє у прорізі перфорованої частини лемеша, а інша частина вороху знімається лопатями. Обертання лопатей із ворохом супроводжується подальшою його сепарацією і після проходження лопатями дуги у 120° відбувається відкидання лопатями відсепарованої від грудок і рослинних решток картоплі.

Якість сепарації на роторному робочому органі значною мірою визначається станом бульбоносного ґрунтового масиву, що знімається лопатями. Під час обертання ротора першими взаємодіють із ворохом крайні лопаті, при цьому вони надають йому рухомого стану, тобто пласт подрібнюється, утворені його частини взаємодіють між собою. Взаємодія наступних лопатей відбувається із рухомими частинками вороху, що підсилює ефективність подрібнення. За рахунок цього лопатями знімається краще відсепарований ворох.

Конструктивне виконання лопатевого ротора картоплекопача дозволяє використовувати його на різних типах ґрунтів, а також підвищити ефективність процесу сепарації при виконанні картоплезбиральних робіт.

Висновок. Аналіз досліджень процесів, що відбуваються при проходженні вороху по поверхні лемеша зі змінною робочою поверхнею дозволив запропонувати нове конструктивне рішення щодо компонування складових елементів підкопувально-сепаруючого робочого органу, яке дозволить підвищити ефективність процесу сепарації та знизити енергоємність робіт, що виконуються роторними картоплекопачами.

Література

1. Карпенко А.Н., Халанский В.М. Сельскохозяйственные машины. – М.: Колос, 1983. – 495 с
2. Петров Г.Д. Картофелеуборочные машины. – М.: Машиностроение, 1984. – 320 с.
3. Пасаман Б.Ф., Гунько Ю.Л., Пасаман О.Б. Особливості взаємодії лемеша змінної форми із бульбоносним пластом // Сільськогосподарські машини: зб. наук. ст. – Вип. 11. – Луцьк, 2003. – С. 79-82.
4. Гунько Ю.Л., Пасаман Б.Ф. Результати досліджень роботи роторного картоплекопача // Сільськогосподарські машини: зб. наук. ст. – Вип. 10. – Луцьк: ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2002. – С. 30-33.
5. Панченко А.Н. Теория измельчения почв почвообрабатывающими орудиями / Днепропетр. гос. агр. ун-т. – Днепропетровск, 1999. – 140 с.
6. Патент на корисну модель № 90698. Україна, МПК А01D/04. Підкопувально-сепаруючий пристрій картоплекопача/ Пасаман Б.Ф., Гунько Ю.Л., Пасаман О.Б.: Заявлено 11.12.2013. Опубл. 10.06.2104. Бюл. №11.

Рецензент д.т.н., проф. В.І. Шваб'юк

УДК 621.928:167

© Т.А. Гусева, І.М. Дударєв, к.т.н.
Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ СЕПАРАЦІЇ ПАЛИВНИХ ГРАНУЛ НА СПІРАЛЬНОМУ СЕПАРАТОРІ

У статті представлено результати дослідження процесу сепарації паливних гранул на спіральному сепараторі.

СЕПАРАЦІЯ, СПІРАЛЬНИЙ СЕПАРАТОР, ПАЛИВНА ГРАНУЛА, ДРІБНА ФРАКЦІЯ.

Постановка проблеми. Зростання обсягів виробництва та споживання паливних гранул (пеллет) стало передумовою для введення в Європейському Союзі на початку 2010 року нових норм щодо якості паливних гранул. Вимоги до якості паливних гранул за новим стандартом EN 14961-2 [1], що введений в дію 1 січня 2010 року, було не тільки посилено, але й доповнено новими критеріями. Особлива увага під час виробництва паливних гранул відповідно до стандарту має приділятися таким критеріям: теплотворна здатність, вологість, міцність, зольність, фракційний склад, граничний вміст різних хімічних елементів. Оскільки в Україні стандартів на паливні гранули немає, то виробники гранул орієнтуються на європейські стандарти.

Згідно з європейськими стандартами вміст дрібної фракції в упаковках з паливними гранулами повинен бути не більше 1,0 %. Під час виготовлення паливних гранул у виробничих умовах цей показник виходить за встановлені норми. Значний вміст пилу і дрібних частинок у гранулах – ознака поганої якості, малої механічної міцності і швидкого стирання. Цей показник важливий під час транспортування, зберігання і подачі гранул у котел для спалювання, оскільки може бути причиною втрат під час завантажувально-розвантажувальних робіт, зменшення їх маси. Крім того, під час спалювання у котлах дрібна фракція засмічує подавальні шнеки, перешкоджає подачі кисню і таким чином може призвести до зниження ККД котла під час спалювання і навіть пошкодження обладнання.

З огляду на зазначене, необхідним є процес відділення пилу та дрібних фракцій від паливних гранул (сепарація) перед їх фасуванням в упаковку.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженням процесу сепарації сипких матеріалів присвячені роботи багатьох

вітчизняних та закордонних науковців [2 – 4]. Разом із тим, запропонована конструкція спірального сепаратора, що пропонується застосовувати для сепарації паливних гранул. Тому актуальними є подальші дослідження з метою встановлення фракційного складу паливних гранул, що, у свою чергу, дозволить обґрунтувати раціональні параметри спірального сепаратора.

Мета дослідження – дослідити процес сепарації паливних гранул на спіральному сепараторі.

Результати дослідження. Фракційний склад паливних гранул в основному визначається їх міцністю. Міцність гранул залежить від таких факторів:

- сировини, з якої виготовляються паливні гранули;
- величини частинок у складі гранули (якщо фракція занадто мала або занадто велика, тоді гранули будуть неміцними);
- початкової вологості сировини (якщо відносна вологість вище 12% або нижче 6%, тоді гранули будуть неміцними);
- конструкції та налаштування обладнання для виробництва гранул;
- наявності у складі гранул зв'язуючих добавок (одержання міцних гранул із деяких видів сировини можливо тільки при використанні зв'язуючих добавок).

Для відокремлення дрібної фракції від паливних гранул пропонується використовувати спіральний сепаратор (рис. 1). Спіральний сепаратор містить раму, привод, бункер для завантаження сировини (паливних гранул), диск на якому закріплені спіралеподібні решета та спіралеподібні збірники для дрібної фракції, а також накопичувачі для основної та дрібної фракцій.

Під час роботи сепаратора у бункер для завантаження сировини подаються паливні гранули, які переміщуються спіралеподібними решетами внаслідок їх обертання разом із диском. Дрібна фракція проходить через отвори в решетах та попадає у спіралеподібні збірники. Основна фракція (цілі паливні гранули) переміщується до кінця спіралеподібного решета з якого надходить у накопичувач основної фракції, а дрібна фракція (крихта паливних гранул) переміщується до кінця спіралеподібного збірника з якого надходить у накопичувач дрібної фракції. Далі цілі паливні гранули подаються на фасування, а відділена крихта, некондиційні гранули та уламки подаються назад у виробничий процес для повторної переробки, що забезпечує безвідходність виробництва.

Конструкція спірального сепаратора дозволяє зменшити габаритні розміри сепаратора за рахунок встановлення

спіралеподібного робочого органа, і, відповідно, зменшити його металомісткість та енергоємність. Крім того, спіральний сепаратор зручний в обслуговуванні та забезпечує якісне виконання технологічного процесу сепарації сипких матеріалів.

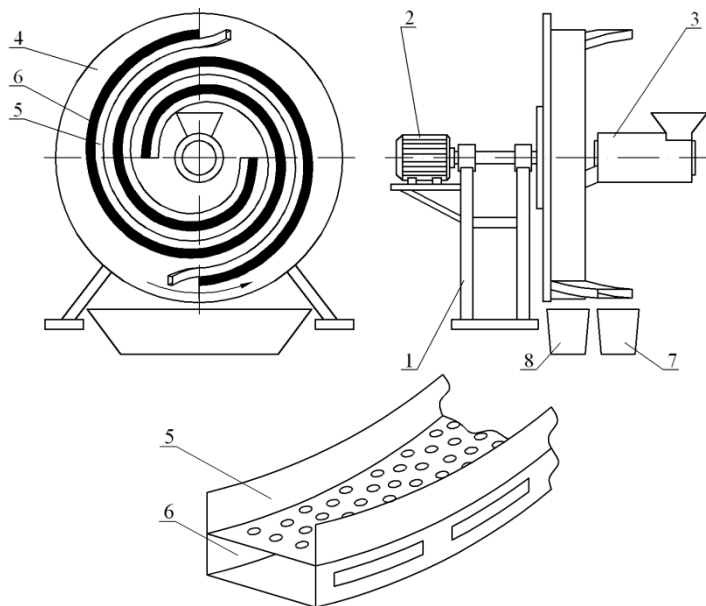
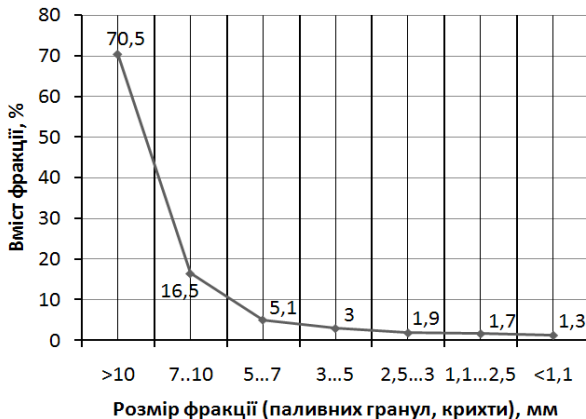


Рис. 1 – Спіральний сепаратор: 1 – рама; 2 – привод; 3 – бункер для завантаження сировини; 4 – диск; 5 – спіралеподібне решето; 6 – спіралеподібний збірник; 7 – накопичувач для основної фракції; 8 – накопичувач для дрібної фракції

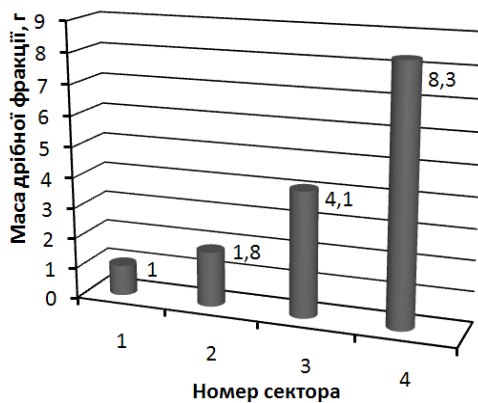
З метою обґрунтування розмірів отворів спіралеподібних решіт необхідно було дослідити фракційний склад паливних гранул. Для встановлення фракційного складу виготовлених з тирси паливних гранул був проведений ситовий аналіз, результати якого представлені на рис. 2, а. Аналіз отриманих результатів показав, що найбільшу фракцію складають цілі паливні гранули – 70,5% (фракція > 10 мм), а кількість крихти, яку необхідно відокремити, – 3% (фракція < 2,5 мм). Таким чином, для відокремлення крихти паливних гранул величина отворів (діаметр) має не перевищувати 2,5 мм.

З метою перевірки ефективності роботи спірального сепаратора було досліджено процес сепарації паливних гранул на

ньому. Для цього спіралеподібний збірник, що має довжину 1 м, був розділений перегородками на чотири рівні частини (сектора) за довжиною (сектор №1 – на початку збірника, сектор №4 – у кінці збірника). Під час обертання диска сепаратора відбувався процес сепарації і крихта проходила у спіралеподібний збірник, де залишалася у певному секторі. Після проведення сепарації маса крихти з кожного сектора збірника зважувалася. Результати проведених експериментальних досліджень представлені на рис. 2, б.



а



б

Рис. 2 – Результати експериментальних досліджень: а – варіаційна крива розподілу паливних гранул за величиною; б – кількість відокремленої дрібної фракції (крихти гранул) за довжиною спіралеподібного решета (початкова маса гранул 1 кг)

Аналіз експериментальних досліджень показав, що кількість відокремленої дрібної фракції з кожним сектором (за довжиною спіралеподібного решета) зростає. Це пояснюється тим, що при зростанні радіуса спіралеподібного решета воно стає більш пологим (наближається до плоского), відповідно створюються більш сприятливі умови для проведення процесу сепарації.

Висновок. У результаті проведення експериментальних досліджень встановлена можливість використання спірального сепаратора для відокремлення крихти, некондиційних гранул та уламків від основної фракції паливних гранул.

Література

1. Новый европейский стандарт на гранулы [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.infobio.ru/analytics/116.html>
2. Карташевич С.М. Механико-технологические основы повышения эффективности механизированных комплексов для послеуборочной обработки зерна и семян (теория, расчет, результаты проектирования и испытания технологических комплексов): монография / С.М. Карташевич. – Минск: РУП “БелНИИагроэнерго”, 2001. – 288 с.
3. Основы расчета и конструирования машин и автоматов пищевых производств: учеб. пособие для вузов / Соколов А.Я. [и др.]; [под ред. А.Я. Соколова]. – М.: Машиностроение, 1969. – 637 с.
4. Хайліс Г.А. Розрахунок робочих органів збиральних машин: навч. посіб. / Г.А. Хайліс, Д.М. Коновалюк. – Київ: УМК ВО, 1991. – 200 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 630*36

© Л.М. Дацюк, к.т.н.; М.В. Вржещ, к.т.н.; С.Ф. Юхимчук к.т.н.;
Т.Л. Дацюк
Луцький національний технічний університет

АНАЛІЗ КОМПОНУВАННЯ КОЛІСНИХ ЛІСОВИХ ХАРВЕСТЕРІВ

Подано аналіз технічних характеристик колісних лісових харвестерів провідних світових фірм-виробників і апроксимовано залежності взаємозв'язку їх параметрів. Вибрано параметри загального компонування харвестерів для роботи у лісових умовах експлуатації, а також сформовано експлуатаційні вимоги до них.

ЛІСОВИЙ ХАРВЕСТЕР, КОМПОНУВАННЯ, ЕКСПЛУАТАЦІЯ, ЛІС, СТОВБУР, СОРТИМЕНТ.

Постановка проблеми. Важливим завданням лісових підприємств України є забезпечення безперервного і невиснажливого використання лісових ресурсів та задоволення потреб народного господарства у деревині за умови розширеного відтворення і поліпшення породного складу та якості лісів, а також підвищення їх продуктивності. Поряд із комплексом лісівничих заходів, одним із визначальних чинників вирішення цієї складної і надзвичайно актуальної проблеми є широке запровадження прогресивних екологоощадних технологічних процесів із використанням сучасних систем лісових машин [1-3].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. З літературного огляду встановлено проблеми, які впливають на ефективність ведення лісогосподарських і лісозаготівельних робіт [3, 5-7]: відсутність або дуже низька густина лісових доріг; традиційну стовбурну технологію витісняє сортиментна; на застосування технологічних процесів лісозаготівлі із застосуванням харвестерів впливає їх компонування. Тому дослідження, пов'язані із аналізом параметрів компонування колісних лісових харвестерів для застосування їх у технологічному процесі лісозаготівлі є актуальними.

Мета дослідження є встановлення на підставі аналізу технічних характеристик однотипних машин раціональних параметрів харвестера, здатного працювати у складних лісових умовах.

Результати дослідження. Аналіз параметрів компонування харвестерів [5-7], аналіз умов експлуатації, особливості конструкції, технічні характеристики та класифікація (рис. 1) уже існуючих харвестерів провідних світових фірм-виробників: Швеції, Фінляндії,

США, Словаччини, Словенії, Німеччини, Чехії, Польщі, Білорусі та України системно проаналізовано. В процесі аналізу з'ясовано, що базою понад 50% розглянутих машин є модифіковані колісні трактори потужністю 60-200 кВт. Харвестери оснащені гідроманіпуляторами з вантажним моментом 300-1300 кН·м; виліт стріли коливається в межах 6-10 м і обумовлюється технологічними особливостями роботи машини та довжиною сортиментів.

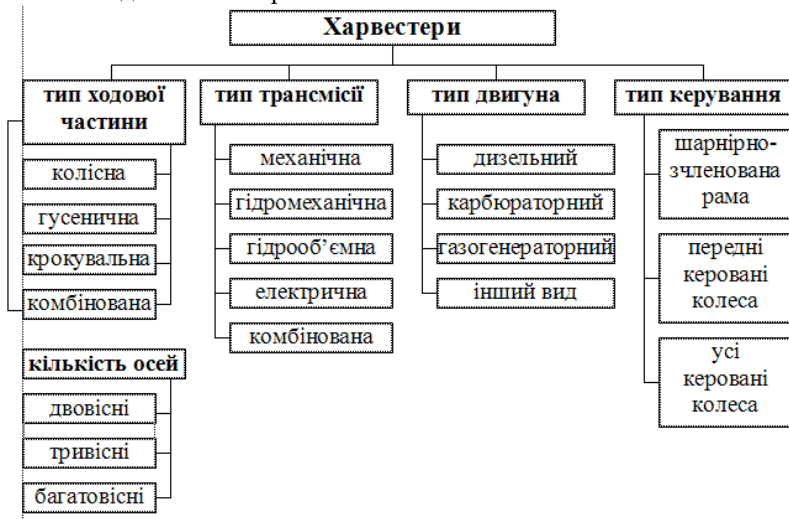


Рис. 1 – Класифікація харвестерів

Харвестер використовується на першій стадії заготівлі деревини. Він забезпечує звалювання (зрізування) дерева, обрізування гілок і розкряжування стовбура на сортименти потрібної довжини, формування (пакування) сортиментного лісоматеріалу. Зараз на ринку переважають однозахоплювальні харвестери: головка кріпиться до гідроманіпулятора. Кожен харвестер оснащено системою вимірювання та управління, що базується на сучасному комп'ютері, який стежить, щоб дерево розпилювалося на потрібні довжини, а також може визначати об'єми заготівлі. Усю інформацію в режимі реального часу можна відправляти на підприємство. Завдяки вартісній та розділювальній оцінці, GPS і т.п. можна отримати повну інформацію про продуктивність харвестера та його місцезнаходження. Відмінними особливостями харвестерів є достатній запас потужності, хороша прохідність і стійкість, відмінний огляд з кабіни оператора, висока міцність та витривалість.

Для оцінки експлуатаційних властивостей машин-аналогів та прийняття відповідних рішень щодо проєктованих машин проводять аналіз окремих показників.

Сьогодні у світі домінують дві тенденції у створенні лісових машин: енергетичним модулем для них використовується наявна модель сільськогосподарського чи промислового трактора або розробляється конструкція спеціальної машини, пристосованої до конкретних умов роботи в лісі. Перший напрям відрізняється нижчою собівартістю створених лісових машин, але й вищими витратами на їх експлуатацію. Спеціально спроектовані лісові машини є надійнішими і економічнішими в експлуатації, хоч їх початкова вартість є вищою.

Визначення структури робочих операцій проводять шляхом аналізу досліджень вибіркових рубок та заносять в допоміжну таблицю, за даними якої складають структуру робочих операцій (рис. 2). Відмінності можуть з'явитися в структурі робочих операцій за рахунок відмінності технологій і умов, в яких машина працює.

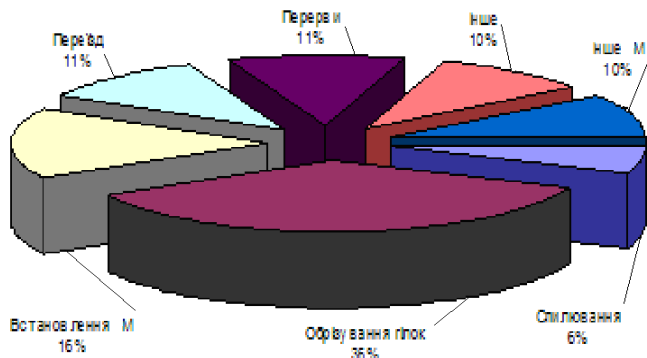


Рис. 2 – Структура робочих операцій харвестера: підготовка – 16%, перехіди – 11%, перерви – 11%, інше в сумі – 20%, спилювання – 6%, обрізування гілок – 36%

Робочі операції з обрізування гілок дерева завжди будуть займати найбільшу частку робочого часу зі всіх робочих операцій під час лісозаготівельних робіт, але порівняно з класичною монومانуальною технологією, вони, як і раніше, займають незначний відсоток. Частки інших робочих операцій будуть залежати від умов конкретних лісових посадок та інших чинників (технічний стан машини, оператор, економічний спосіб, тип заготівлі, інтенсивність

втручання, пора року, погодні умови тощо), які впливають на виробничий процес.

На стадії ескізного компоунвання вибір параметрів проектованої лісової машини доцільно здійснювати на підставі вагових і геометричних аналогій [7, 8]. З використанням запропонованого методу побудовано кореляційні залежності між головними енергетичними, геометричними і ваговими параметрами лісових машин. Для однотипних за конструкцією і призначенням машин спостерігаються досить чіткі залежності між власною масою машин та їх геометричними та енергетичними параметрами.

Для виконання цього завдання доцільно на підставі таблиць із технічними параметрами харвестерів, скласти допоміжну таблицю, за якою побудувати залежності між ваговими та геометричними параметрами однотипних машин. Побудовані за даними таблиць графічні залежності апроксимуються степеневими або лінійними виразами, дозволять із достатньою точністю визначати параметри харвестерів.

На підставі виконаних досліджень отримано залежності, які характеризують режим роботи харвестера: тривалість переїзду від відстані переїзду харвестера (рис. 3); тривалість зрізування від об'єму стовбура (рис. 4); тривалість обрізування гілок від об'єму стовбура (рис. 5). Залежності встановлені для різних комплектацій харвестерів.

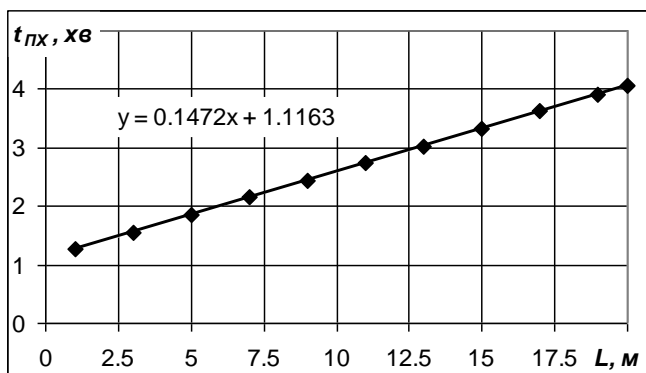


Рис. 3 – Залежність тривалості від відстані переїзду харвестерів

Для встановлення максимального об'єму стовбурів, які може зрізати харвестер відповідного класу і комплектації:

$$Q_{cm} = \frac{l \cdot \pi \cdot d_{max}^2}{4}, \quad (1)$$

де l – довжина (середньостатистична) зрізаних дерев; d_{max} – максимальний діаметр стовбура.

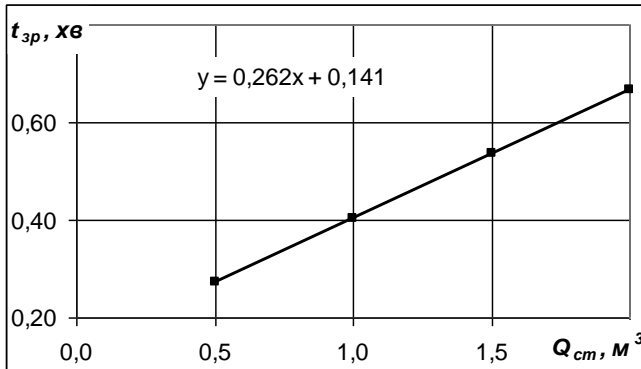


Рис. 4 – Залежність тривалості зрізання стовбура харвестером від об'єму

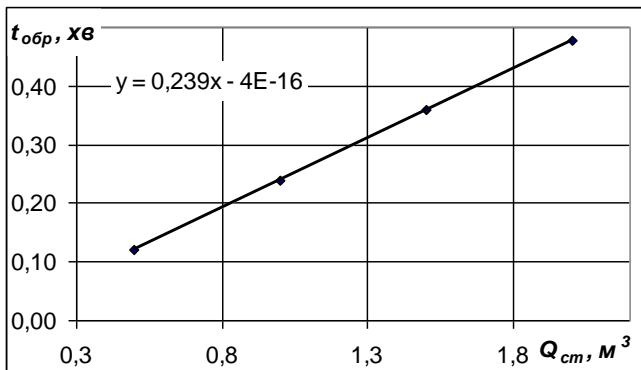


Рис. 5 – Залежність тривалості обрізування гілок харвестером від об'єму стовбура

Встановлено тісний зв'язок між часом переміщення харвестера і часом проходження відстані лісосікою під час роботи (рис. 3). Переміщення за встановленими маршрутами в екстремальних умовах

експлуатації практично неможливе. Тому машину оснащують протиковзальними ланцюгами на всіх чотирьох колесах. Можна сказати, що час переходу і на коротші відстані у таких машин трохи вищий, причому тут з'являється висока залежність між відстанню переміщення і часом, необхідним на перехід.

Взаємним встановленням кореляційних залежностей між тривалістю окремих робочих операцій і дендрометричними величинами, виявлено статистично важливу залежність між часом зрізування і часом обрізування гілок дерева до його об'єму.

З графіків (рис. 4, 5) видно, що значення коефіцієнта кореляції коливається на рівні $R = 0,8861$, що свідчить про тісну залежність. На діапазон значень в значній мірі впливає об'єм стовбура. Коефіцієнт детермінації коливається на рівні $R_2 = 0,79$, з чого випливає, що 79% залежного значення (тобто час спилування) є під впливом незалежного значення (тобто об'єм стовбура). Діапазон значень має логічну послідовність, це означає, що зі збільшенням об'єму збільшується значення часу спилування. Між часом обрізування гілок і об'ємом стовбурів існує певна залежність, що відчутна для значення коефіцієнта кореляції $R = 0,6886$. Вона трохи нижча, що пов'язано насамперед з тим, що зі зростанням об'єму стовбурів, зростає проблема з обрізуванням їх гілок та обробкою.

Річна продуктивність харвестера розраховується за формулою:

$$\Pi_p = \Pi_{зм} \cdot D_p \cdot k_{зм} \cdot k_m \cdot k_p, \quad (2)$$

де $\Pi_{зм}$ – змінна продуктивність машини, $m^3 / зм$; D_p – кількість робочих днів у році; $k_{зм}$ – коефіцієнт змінності; k_m – коефіцієнт технічної готовності; k_p – коефіцієнт, який враховує резерв справних машин.

Змінна продуктивність розраховується за формулою:

$$\Pi_{зм} = \frac{(t_{зм} \cdot t_{нз} \cdot t_{орз}) \cdot Q_{см}}{t_{ц}}, \quad (3)$$

де $t_{зм}$ – тривалість зміни ($t_{зм} = 480$ хв.); $t_{нз}$ – час підготівельно-заклучних робіт; $t_{орз}$ – час організаційних та технологічних простоїв; $Q_{см}$ – об'єм зрізаного стовбура, m^3 ; $t_{ц}$ – тривалість циклу, хв.

Тривалість циклу зрізування дерева розраховується за формулою:

$$t_{ц} = t_{вст} \cdot t_{зр} \cdot t_{обр} \cdot t_{пер}, \quad (4)$$

де $t_{вст}$ – час на встановлення гідроманіпулятора з головкою перед зрізуванням, хв; $t_{зр}$ – тривалість зрізування дерева, хв; $t_{обр}$ – тривалість обрізування гілок з дерева, хв; $t_{пер}$ – час на переміщення машини до наступного дерева, хв.

Перелічені тривалості виконання технологічних робіт мають між собою тісний взаємозв'язок. Цей взаємозв'язок окреслено у структурі робочих операцій харвестера (рис. 2) та рівняннями, поданими на рис. 4, 5.

Нестабільні виробничі та природні умови змушують застосовувати нові методи і способи, як ефективно реагувати і забезпечувати реалізацію заготівлі деревини у складних умовах. Тому харвестери з комбінованим колісним шасі в комбінації з іншими механізмами є перспективними машинами для створення так званих комбінованих технологій.

Висновок. На підставі аналізу літературних та електронних джерел інформації подано технічні характеристики харвестерів провідних зарубіжних виробників, встановлено типи, класифікацію та вимоги до них, а також вибрано методику розрахунку геометричних і вагових характеристик. Це дозволило виконати аналіз основних параметрів харвестерів з колісною формулою 4×4, 6×6, 8×8.

Аналізуючи результати отриманих даних запропоновано такі параметри для харвестерів:

- з колісною формою 4×4: потужність двигуна $N_{e\max} = 100$ кВт, власна маса $m = 12$ т, тягова сила $P = 100$ кН, довжина $L = 5,0$ м, ширина $B = 2,62$ м, висота $H = 3,9$ м, дорожній просвіт (кліренс) $h = 0,61$ м;
- з колісною формою 6×6: потужність двигуна $N_{e\max} = 160$ кВт, власна маса $m = 18$ т, тягова сила $P = 160$ кН, довжина $L = 8,5$ м, ширина $B = 3,0$ м, висота $H = 3,9$ м, дорожній просвіт (кліренс) $h = 0,60$ м;
- з колісною формою 8×8: потужність двигуна $N_{e\max} = 200$ кВт, власна маса $m = 20$ т, тягова сила $P = 190$ кН, довжина $L = 8,5$ м, ширина $B = 3,0$ м, висота $H = 3,8$ м, дорожній просвіт (кліренс) $h = 0,65$ м;

Виконано аналіз структури робочих операцій харвестерів, встановлено залежності тривалості переїзду від відстані переїзду, тривалість зрізування від об'єму стовбура та тривалість обрізування гілок від об'єму стовбура для харвестерів різних комплектацій (4×4, 6×6, 8×8).

Для означених харвестерів встановлено залежності змінних та річних значень продуктивності від об'єму зрізаного стовбура залежно від їх параметрів.

Запропонований варіант аналізу параметрів харвестера може бути використаний як для конструкторсько-технологічного обґрунтування під час розроблення перспективних моделей так і для серійних.

Література

1. Анисимов Г.М. и др. Лесные машины. – М.: Лесн. пром-сть, 1989. – 512 с.
2. Система машин в лесном хозяйстве: Учебник для вузов / В.Н. Винокуров, Н.В. Еремин; Под ред. В.Н. Винокурова. – М.: Издательский центр Академия, 2004. – 320 с.
3. І. М. Зима, Т. Т. Малоґін. Механізація лісгосподарських робіт.: Підручник. – 4-е вид., перероб. і доп. – Київ: Фірма “ІНКОС” , 2006. – 488 с.
4. Жуков А.В. Теория лесных машин. – Мн.: БГТУ, 2001. – 640 с.
5. Білик Б.В. Проектування самохідних лісових машин. – К.: ІЗМН, 1998. – 140 с.
6. Білик Б.В., Адамовський М.Г. Проектування самохідних лісових машин: Вибір параметрів, компонування і тяговий розрахунок. – Львів: ЗУКЦ, 2004. – 160 с.
7. Библиук Н.І., Стиранівський О.А., Борис М.М., Герис М.І. Аналіз динамічних процесів і обґрунтування параметрів загальної компоновки колісних тракторних агрегатів// Науковий вісник: Збірн. наук.-техн. праць. – Львів: УкрДЛТУ. – 1994. – Вип. 1. – 39–42. с.
8. Орлов С.Ф. Теория и применение агрегатных машин на лесозаготовках. – М.: Гослесбумиздат, 1963. – 271 с.
9. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
10. Немцов В.П., Шестаков Б.А. Справочник механика лесозаготовительного предприятия. – М.: Лесная промышленность, 1988. – 480 с.

Рецензент д.т.н., проф. М.П. Ярошевич.

УДК 631.358:633.521

© І.М. Дударев, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ СЕПАРАТОРА ЛЛЯНОГО ВОРОХУ

У статті представлено результати теоретичних досліджень з визначення енергетичних параметрів коливально-розтягувального сепаратора лляного вороху.

СЕПАРАТОР, ЛЛЯНИЙ ВОРОХ, ПАРАМЕТРИ, ПОТУЖНІСТЬ.

Постановка проблеми. В залежності від складу лляного вороху, його властивостей та необхідної глибини переробки застосовують той чи інший спосіб сепарації, вибирають засоби для його реалізації та здійснюють їх налагодження, підбираючи раціональні режими роботи. Для відокремлення плутанини з лляного вороху доцільно використовувати сепаратори, що здійснюють розтягування шару вороху та його розпушування шляхом підкидання або надання коливних рухів. Це дозволяє відокремити з лляного вороху вільне насіння та вільні насінневі коробочки без пошкодження.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженням процесу сепарації лляного вороху присвячені роботи таких науковців як Ю.И. Боярчук, В.Ф. Дідух, А.Ф. Єругін, В.І. Зеленко, С.А. Катченков, Р.В. Кірчук, М.М. Ковальов, В.Е. Кругленя, Д.Ю. Лачуга, В.Б. Мелегов, А.В. Сотченков, І.В. Тараймович та інші. Науковцями досліджено фізико-механічні властивості лляного вороху та його складових, обґрунтовано енергоощадні способи сепарації та запропоновано низку конструкцій сепараторів. Разом з тим, запропонована конструкція сепаратора потребує подальших досліджень з метою обґрунтування його енергетичних параметрів.

Мета дослідження – визначення енергетичних параметрів сепаратора лляного вороху.

Результати дослідження. Дослідимо рух днища з похилим решетом сепаратора лляного вороху (рис. 1). Для цього скористаємося рівнянням Лагранжа другого роду. Днище сепаратора, що жорстко з'єднане з похилим решетом, приводиться в рух чотирма однаковими кривошипно-шатунними механізмами, кривошипи яких синхронно обертаються від обертальних моментів M_o (рис. 2, а). Приймаємо, що лляний ворох та насінневий ворох льону розподілені рівномірно, відповідно, по поверхні днища сепаратора та похилого решета. В

межах одного оберту кривошипів можна прийняти, що лляний ворох та насіннєвий ворох льону нерухомі на поверхнях днища та решета і їх маси стали. Тертям у шарнірах та усіма силами опору знехтуємо. Система, що розглядається, має один ступінь вільності. За узагальнену координату візьмемо кут повороту φ кривошипа OA , тоді рівняння Лагранжа другого роду для узагальненої координати φ :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_{\varphi}, \quad (1)$$

де T – кінетична енергія системи, Дж; $\dot{\varphi}$ – кутова швидкість обертання кривошипа OA , рад/с; Q_{φ} – узагальнена сила, Н·м.

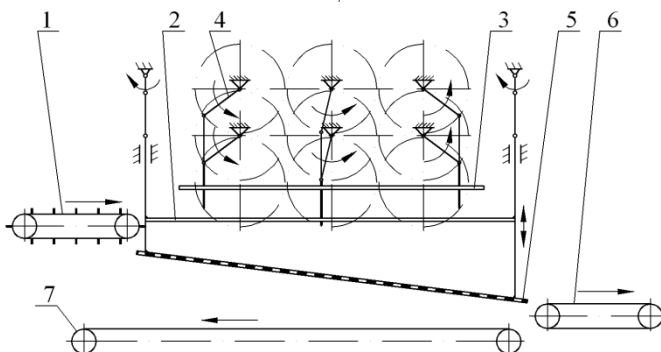


Рис. 1 – Коливально-розтягувальний сепаратор лляного вороху:
 1 – подавальний транспортер; 2 – днище; 3 – кришка;
 4 – розтягувальна секція; 5 – похиле решето;
 6 – вивантажувальний транспортер плутанини;
 7 – транспортер насіннєвого вороху льону

Кінетична енергія системи визначається:

$$T = 4T_1 + 4T_2 + T_3, \quad (2)$$

де T_1 – кінетична енергія кривошипа OA , Дж; T_2 – кінетична енергія шатуна AB , Дж; T_3 – кінетична енергія днища та решета сепаратора разом з ворохом, що розміщений на них, Дж.

Кінетична енергія кривошипа OA [1, 2]:

$$T_1 = \frac{J_{OA} \dot{\varphi}^2}{2} = \frac{m_{OA} r_{OA}^2 \dot{\varphi}^2}{6}, \quad (3)$$

де J_{OA} – момент інерції кривошипа OA [1], кг·м²; m_{OA} – маса кривошипа OA , кг; r_{OA} – довжина кривошипа OA , м.

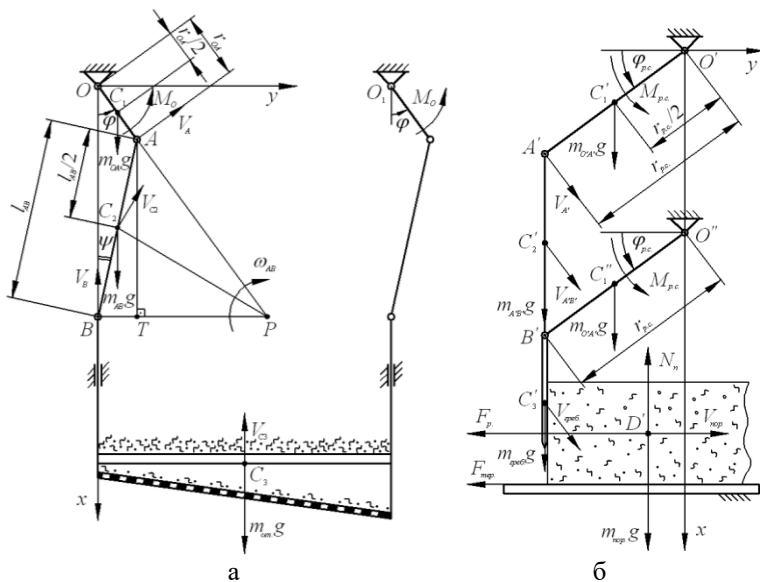


Рис. 2 – Розрахункові схеми: а – днища з похилим решетом сепаратора; б – розтягувальної секції сепаратора

Кінетична енергія шатуна AB [1, 2]:

$$T_2 = \frac{m_{AB} V_{C_2}^2}{2} + \frac{J_{C_2} \omega_{AB}^2}{2}, \quad (4)$$

де m_{AB} – маса шатуна AB , кг; V_{C_2} – швидкість центра мас шатуна AB , що розміщений у точці C_2 , м/с; $J_{C_2} = \frac{m_{AB} l_{AB}^2}{12}$ – момент інерції шатуна AB [1], кг·м²; l_{AB} – довжина шатуна AB , м; ω_{AB} – кутова швидкість шатуна AB , рад/с.

Визначимо швидкість V_{C_2} центра мас шатуна AB . Враховуючи, що $l_{AB} \gg r_{OA}$, можна прийняти $\cos \psi \approx 1$ (де ψ – кут між шатуном AB та віссю x , град.), тоді переміщення та швидкість центра мас шатуна (точка C_2) в системі координат xOy :

$$\begin{cases} x_{C_2} = r_{OA} \cos \varphi + \frac{l_{AB}}{2} \cos \psi \approx r_{OA} \cos \varphi + \frac{l_{AB}}{2}; \\ y_{C_2} = \frac{r_{OA}}{2} \sin \varphi; \end{cases} \quad \begin{cases} \dot{x}_{C_2} = -r_{OA} \dot{\varphi} \sin \varphi; \\ \dot{y}_{C_2} = \frac{r_{OA}}{2} \dot{\varphi} \cos \varphi. \end{cases} \quad (5)$$

Таким чином, з врахуванням рівнянь (5), отримаємо:

$$V_{C2} = \sqrt{\dot{x}_{C2}^2 + \dot{y}_{C2}^2} = \sqrt{r_{OA}^2 \dot{\varphi}^2 \left(\sin^2 \varphi + \frac{\cos^2 \varphi}{4} \right)}. \quad (6)$$

Визначимо кутову швидкість ω_{AB} шатуна AB :

$$\omega_{AB} = \frac{V_A}{AP} = \frac{r_{OA} \dot{\varphi} \cos \varphi}{l_{AB}}, \quad (7)$$

де $V_A = r_{OA} \dot{\varphi}$ – швидкість точки A шатуна AB , м/с;

$AP = \frac{AB \cdot \cos \psi}{\cos \varphi} = \frac{l_{AB}}{\cos \varphi}$ – відстань від точки A до миттєвого центра швидкостей P , м.

Після підстановки формул (6) та (7) у вираз (4), матимемо:

$$T_2 = \frac{m_{AB} r_{OA}^2 \dot{\varphi}^2}{6} (1 + 2 \sin^2 \varphi). \quad (8)$$

Кінетична енергія днища та решета з ворохом:

$$T_3 = m_{cen.} V_{C3}^2 / 2, \quad (9)$$

де $m_{cen.} = m_1 + m_2 + m_3$ – маса днища та решета сепаратора з ворохом, кг; m_1 – маса днища та решета, кг; m_2 – маса льяного вороху, що знаходиться на днищі, кг; m_3 – маса насіннєвого вороху льону, що знаходиться на решеті сепаратора, кг; V_{C3} – швидкість центра мас днища та решета сепаратора разом з ворохом, м/с.

Оскільки $V_{C3} = V_B$ (де V_B – швидкість точки B шатуна AB , м/с), причому $V_B = V_A \frac{BP}{AP} = r_{OA} \dot{\varphi} \left(\frac{r_{OA} \cos \varphi}{l_{AB}} + 1 \right) \sin \varphi$, тоді матимемо:

$$T_3 = \frac{m_{cen.} r_{OA}^2 \dot{\varphi}^2 \sin^2 \varphi}{2} \left(1 + \frac{r_{OA} \cos \varphi}{l_{AB}} \right)^2. \quad (10)$$

Таким чином, кінетична енергія системи:

$$T = r_{OA}^2 \dot{\varphi}^2 \left(\frac{2}{3} (m_{OA} + m_{AB} (1 + 2 \sin^2 \varphi)) + \frac{m_{cen.}}{2} \left(\sin^2 \varphi + \frac{r_{OA} \sin 2\varphi}{l_{AB}} \left(\sin \varphi + \frac{r_{OA} \sin 2\varphi}{4l_{AB}} \right) \right) \right). \quad (11)$$

Визначимо узагальнену силу Q_φ , для цього складемо вираз елементарної роботи активних сил:

$$\delta A = 4M_o \delta\varphi - 2r_{OA} m_{OA} g \sin\varphi \delta\varphi - 2r_{OA} m_{AB} g \sin\varphi \delta\varphi - r_{OA} m_{cen.} g \sin\varphi \delta\varphi. \quad (12)$$

Узагальнену силу отримаємо з виразу (12):

$$Q_\varphi = 4M_o - (2(m_{OA} + m_{AB}) + m_{cen.})r_{OA} g \sin\varphi. \quad (13)$$

Обчислимо частинні похідні від кінетичної енергії системи за узагальненою швидкістю та узагальненою координатою:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = r_{OA}^2 \dot{\varphi} \left(\frac{4}{3} (m_{OA} + m_{AB} (1 + 2 \sin^2 \varphi)) + m_{cen.} \left(\sin^2 \varphi + \frac{r_{OA} \sin 2\varphi}{l_{AB}} \varphi \left(\sin \varphi + \frac{r_{OA} \sin 2\varphi}{4l_{AB}} \right) \right) \right), \quad (14)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi} = \left(\left(\frac{8}{3} m_{AB} + m_{cen.} \right) \cos \varphi + \frac{m_{cen.} r_{OA}}{l_{AB}} (\cos 2\varphi + \cos^2 \varphi) \right) r_{OA}^2 \dot{\varphi}^2 \sin \varphi. \quad (15)$$

Візьмемо похідну від виразу (14) за часом:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) &= r_{OA}^2 \ddot{\varphi} \left(\frac{4}{3} (m_{OA} + m_{AB} (1 + 2 \sin^2 \varphi)) + m_{cen.} \left(\sin^2 \varphi + \frac{r_{OA} \sin 2\varphi}{l_{AB}} \left(\sin \varphi + \frac{r_{OA} \sin 2\varphi}{4l_{AB}} \right) \right) \right) + \\ &+ r_{OA}^2 \dot{\varphi}^2 \left(\left(\frac{8}{3} m_{AB} + m_{cen.} \right) \sin 2\varphi + \frac{m_{cen.} r_{OA}}{l_{AB}} (2 \sin \varphi \cos 2\varphi + \cos \varphi \sin 2\varphi + \right. \\ &\left. + \frac{r_{OA} \sin 2\varphi \cos 2\varphi}{l_{AB}} \right). \end{aligned} \quad (16)$$

Підставляючи вирази (13) – (16) у рівняння Лагранжа другого роду (1), отримаємо диференціальне рівняння руху днища та решета сепаратора з ворохом:

$$\begin{aligned} &r_{OA}^2 \ddot{\varphi} \left(\frac{4}{3} (m_{OA} + m_{AB} (1 + 2 \sin^2 \varphi)) + m_{cen.} \left(\sin^2 \varphi + \frac{r_{OA} \sin 2\varphi}{l_{AB}} \left(\sin \varphi + \frac{r_{OA} \sin 2\varphi}{4l_{AB}} \right) \right) \right) + \\ &+ r_{OA}^2 \dot{\varphi}^2 \left(\frac{1}{2} \left(\frac{8}{3} m_{AB} + m_{cen.} \right) \sin 2\varphi + \frac{m_{cen.} r_{OA}}{l_{AB}} (\sin 3\varphi + \frac{r_{OA} \sin 2\varphi \cos 2\varphi}{l_{AB}} - \right. \\ &\left. - \sin \varphi \cos^2 \varphi) \right) = 4M_o - (2(m_{OA} + m_{AB}) + m_{cen.})r_{OA} g \sin \varphi. \end{aligned} \quad (17)$$

Оскільки обертання кривошипів відбувається зі сталою кутовою швидкістю $\dot{\varphi} = \omega_{OA} = const$, тоді прискорення кривошипів

буде $\ddot{\varphi}=0$. З врахуванням зазначеного з рівняння (17) можна визначити обертальний момент, що прикладений до кривошипа:

$$M_o = \frac{r_{oA}^2 \omega_{oA}^2}{4} \left(\frac{1}{2} \left(\frac{8}{3} m_{AB} + m_{cen.} \right) \sin 2\varphi + \frac{m_{cen.} r_{oA}}{l_{AB}} (\sin 3\varphi + \frac{r_{oA} \sin 2\varphi \cos 2\varphi}{l_{AB}} - \sin \varphi \cos^2 \varphi) \right) + \frac{(2(m_{oA} + m_{AB}) + m_{cen.}) r_{oA} g \sin \varphi}{4}. \quad (18)$$

Затрати потужності $N_{cen.1}$ (Вт) на привод днища та решета сепаратора з ворохом складають:

$$N_{cen.1} = 4M_o \omega_{oA}. \quad (19)$$

За допомогою функції Maximize у системі комп'ютерної математики MathCAD, використовуючи залежності (18) та (19) встановлено, що найбільше значення моменту $M_o = 4,08$ Н·м досягається при куті повороту кривошипа $\varphi = 1,141$ рад. Саме при цьому значенні кута φ затрати потужності на привод днища та решета сепаратора з ворохом будуть максимальними $N_{cen.1} = 244,6$ Вт.

Визначимо затрати енергії на привод однієї гребінки розтягувальної секції коливально-розтягувального сепаратора. Для цього складемо рівняння Лагранжа другого роду. Привод гребінки з пальцями розтягувальної секції здійснюється від чотирьох кривошипів (рис. 2, б), що мають однакову довжину $r_{p.c.}$ і масу та синхронно обертаються від обертальних моментів $M_{p.c.}$. Кінці кривошипів попарно з'єднані шатунами, до яких жорстко прикріплена гребінка з пальцями. Пальці гребінки входять в шар лляного вороху при куті повороту кривошипів $\varphi_{p.c.} = 0$. Приймаємо, що саме з цього моменту розпочинається переміщення порції лляного вороху, яка перед гребінкою, днищем сепаратора і завершується при виході пальців з шару матеріалу, що відбувається при куті повороту кривошипів $\varphi_{p.c.} = \pi$. Також прийmemo, що порція лляного вороху, яка перед гребінкою, не розтягується і не стискається та зберігаючи однакову рівномірно розподілену за об'ємом масу (оскільки маса відокремленого насінневого вороху незначна у порівнянні з масою плутанини) переміщується пальцями нерухомим днищем (знехтуємо коливним рухом днища внаслідок невеликої амплітуди коливань). Крім

того, пальці гребінки долають силу опору розтягу F_p шару лляного вороху. Приймаємо, що сила F_p залишається сталою вздовж робочої зони розтягувальної секції, а її значення рівне найбільшому значенню на початку розтягування шару вороху. Тертям у шарнірах та між пальцями і шаром вороху знехтуємо. Система, що розглядається (розтягувальна секція – порція лляного вороху), має один ступінь вільності. За узагальнену координату візьмемо кут повороту $\varphi_{p.c.}$ кривошипа OA' . Рівняння Лагранжа другого роду для узагальненої координати $\varphi_{p.c.}$ матиме вигляд:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_{p.c.}}{\partial \dot{\varphi}_{p.c.}} \right) - \frac{\partial T_{p.c.}}{\partial \varphi_{p.c.}} = Q_{\varphi_{p.c.}}, \quad (20)$$

де $T_{p.c.}$ – кінетична енергія системи, Дж; $Q_{\varphi_{p.c.}}$ – узагальнена сила, Н·м; $\dot{\varphi}_{p.c.}$ – кутова швидкість обертання кривошипа OA' , рад/с.

Кінетична енергія системи визначається:

$$T_{p.c.} = 4T_{1p.c.} + 2T_{2p.c.} + T_{3p.c.} + T_{4p.c.}, \quad (21)$$

де $T_{1p.c.}$ – кінетична енергія кривошипа OA' , Дж; $T_{2p.c.}$ – кінетична енергія шатуна $A'B'$, Дж; $T_{3p.c.}$ – кінетична енергія гребінки з пальцями, Дж; $T_{4p.c.}$ – кінетична енергія порції лляного вороху, яка перед гребінкою, Дж.

Кінетична енергія кривошипа OA' [1, 2]:

$$T_{1p.c.} = \frac{J_{OA'} \dot{\varphi}_{p.c.}^2}{2} = \frac{m_{OA'} r_{p.c.}^2 \dot{\varphi}_{p.c.}^2}{6}, \quad (22)$$

де $J_{OA'} = \frac{m_{OA'} r_{p.c.}^2}{3}$ – момент інерції кривошипа OA' відносно осі обертання [1], кг·м²; $m_{OA'}$ – маса кривошипа OA' , кг; $r_{p.c.}$ – довжина кривошипа OA' , м.

Кінетична енергія шатуна $A'B'$:

$$T_{2p.c.} = \frac{m_{A'B'} V_{A'B'}^2}{2} = \frac{m_{A'B'} r_{p.c.}^2 \dot{\varphi}_{p.c.}^2}{2}, \quad (23)$$

де $m_{A'B'}$ – маса шатуна $A'B'$, кг; $V_{A'B'}$ – швидкість центра мас шатуна $A'B'$, що розміщений у точці C'_2 ($V_{A'B'} = V_{A'} = r_{p.c.} \dot{\varphi}_{p.c.}$), м/с; $V_{A'}$ – швидкість точки A' кривошипа OA' , м/с.

Кінетична енергія гребінки з пальцями:

$$T_{3p.c.} = \frac{m_{зреб.} V_{зреб.}^2}{2} = \frac{m_{зреб.} r_{p.c.}^2 \dot{\varphi}_{p.c.}^2}{2}, \quad (24)$$

де $m_{зреб.}$ – маса гребінки з пальцями, кг; $V_{зреб.}$ – швидкість центра мас гребінки з пальцями ($V_{зреб.} = V_{A'B'} = r_{p.c.} \dot{\varphi}_{p.c.}$), м/с.

Кінетична енергія порції льяного вороху, яка перед гребінкою:

$$T_{4p.c.} = \frac{m_{пор.} V_{пор.}^2}{2} = \frac{m_{пор.} r_{p.c.}^2 \dot{\varphi}_{p.c.}^2 \sin^2 \varphi_{p.c.}}{2}, \quad (25)$$

де $m_{пор.}$ – маса порції льяного вороху, яка перед гребінкою, кг; $V_{пор.}$ – швидкість порції льяного вороху ($V_{пор.} = V_{зреб.} \sin \varphi_{p.c.}$), м/с.

Кінетична енергії розглядуваної системи:

$$T_{p.c.} = r_{p.c.}^2 \dot{\varphi}_{p.c.}^2 \left(\frac{2}{3} m_{O'A'} + m_{A'B'} + \frac{1}{2} (m_{зреб.} + m_{пор.} \sin^2 \varphi_{p.c.}) \right). \quad (26)$$

Визначимо узагальнену силу $Q_{\varphi_{p.c.}}$, для цього складемо вираз елементарної роботи активних сил:

$$\delta A_{p.c.} = 4M_{p.c.} \delta \varphi_{p.c.} + (2(m_{O'A'} + m_{A'B'}) + m_{зреб.}) g r_{p.c.} \cos \varphi_{p.c.} \delta \varphi_{p.c.} - (f_n N_n + F_p) r_{p.c.} \sin \varphi_{p.c.} \delta \varphi_{p.c.} \quad (27)$$

де $F_{мер.} = f_n N_n$ – сила тертя порції льяного вороху поверхню днища сепаратора, Н; N_n – нормальна реакція поверхні днища, Н; F_p – сила опору розтягу шару льяного вороху, Н; f_n – коефіцієнт тертя льяного вороху по поверхні днища.

Елементарна робота сил $m_{пор.} g$ та N_n дорівнює нулю, оскільки сили перпендикулярні до можливого переміщення порції вороху.

Узагальнену силу отримаємо з виразу (27):

$$Q_{\varphi_{p.c.}} = 4M_{p.c.} + (2(m_{O'A'} + m_{A'B'}) + m_{зреб.}) g r_{p.c.} \cos \varphi_{p.c.} - (f_n N_n + F_p) r_{p.c.} \sin \varphi_{p.c.} \quad (28)$$

Обчислимо частинні похідні від кінетичної енергії системи за узагальненою швидкістю та узагальненою координатою:

$$\frac{\partial T_{p.c.}}{\partial \dot{\varphi}_{p.c.}} = r_{p.c.}^2 \dot{\varphi}_{p.c.} \left(2 \left(\frac{2}{3} m_{O'A'} + m_{A'B'} \right) + m_{зреб.} + m_{пор.} \sin^2 \varphi_{p.c.} \right), \quad (29)$$

$$\frac{\partial T_{p.c.}}{\partial \varphi_{p.c.}} = \frac{1}{2} m_{пор.} r_{p.c.}^2 \dot{\varphi}_{p.c.}^2 \sin 2\varphi_{p.c.} \quad (30)$$

Візьмемо похідну від виразу (29) по часу:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_{p.c.}}{\partial \dot{\varphi}_{p.c.}} \right) = r_{p.c.}^2 \ddot{\varphi}_{p.c.} \left(2 \left(\frac{2}{3} m_{O'A'} + m_{A'B'} \right) + m_{зреб.} + m_{ноп.} \sin^2 \varphi_{p.c.} \right) + m_{ноп.} r_{p.c.}^2 \dot{\varphi}_{p.c.}^2 \sin 2\varphi_{p.c.} \quad (31)$$

Підставляючи вирази (28) – (31) у рівняння Лагранжа другого роду (20), отримаємо диференціальне рівняння руху системи:

$$r_{p.c.}^2 \ddot{\varphi}_{p.c.} \left(2 \left(\frac{2}{3} m_{O'A'} + m_{A'B'} \right) + m_{зреб.} + m_{ноп.} \sin^2 \varphi_{p.c.} \right) + 1/2 \cdot m_{ноп.} r_{p.c.}^2 \dot{\varphi}_{p.c.}^2 \sin 2\varphi_{p.c.} = 4M_{p.c.} + (2(m_{O'A'} + m_{A'B'}) + m_{зреб.}) g r_{p.c.} \cos \varphi_{p.c.} - (f_n N_n + F_p) r_{p.c.} \sin \varphi_{p.c.} \quad (32)$$

Визначимо нормальну реакцію поверхні днища N_n :

$$N_n = m_{ноп.} g \quad (33)$$

Сила опору розтягу F_p лляного вороху [3]:

$$F_p = f_p S_{ноп.} \quad (34)$$

де f_p – коефіцієнт, що встановлюється експериментальним шляхом і залежить від вологості лляного вороху та вмісту плутанини у ньому ($f_p = (6,7 \dots 9,3) \cdot 10^3$ Н/м² [3]), Н/м²; $S_{ноп.}$ – площа поперечного перерізу шару (порції) лляного вороху, що розтягується, м².

Оскільки обертання кривошипів відбувається зі сталою кутовою швидкістю $\dot{\varphi}_{p.c.} = \omega_{O'A'} = const$, тоді прискорення кривошипів буде $\ddot{\varphi}_{p.c.} = 0$. З врахуванням зазначеного, а також виразів (33) і (34), з рівняння (32) можна визначити обертальний момент:

$$M_{p.c.} = \frac{m_{ноп.} r_{p.c.}^2 \omega_{O'A'}^2 \sin 2\varphi_{p.c.}}{8} + \frac{r_{p.c.}}{4} ((f_n m_{ноп.} g + f_p S_{ноп.}) \sin \varphi_{p.c.} - (2(m_{O'A'} + m_{A'B'}) + m_{зреб.}) g \cos \varphi_{p.c.}) \quad (35)$$

За допомогою функції Maximize у системі MathCAD використовуючи залежність (35) встановлено, що найбільше значення обертального моменту для першої розтягувальної секції $M_{p.c.1} = 101,65$ Н·м досягається при куті повороту кривошипа $\varphi_{p.c.} = 1,687$ рад., для другої секції – $M_{p.c.2} = 101,6$ Н·м досягається при куті повороту

кривошипа $\varphi_{p.c.} = 1,683$ рад., для третьої – $M_{p.c.3} = 101,51$ Н·м досягається при куті повороту кривошипа $\varphi_{p.c.} = 1,675$ рад.

Затрати потужності $N_{cen.2}$ (Вт) на привод трьох розтягувальних секцій сепаратора складають:

$$N_{cen.2} = 4(M_{p.c.1}\omega_{p.c.1} + M_{p.c.2}\omega_{p.c.2} + M_{p.c.3}\omega_{p.c.3}), \quad (36)$$

де $M_{p.c.1}$, $M_{p.c.2}$, $M_{p.c.3}$ – оберталні моменти, що прикладені до кривошипів, відповідно, першої, другої та третьої розтягувальних секцій сепаратора, які розраховуються за виразом (35), Н·м; $\omega_{p.c.1}$, $\omega_{p.c.2}$, $\omega_{p.c.3}$ – кутові швидкості обертання кривошипів, відповідно, першої, другої та третьої розтягувальних секцій сепаратора, рад./с.

Затрати потужності на привод трьох розтягувальних секцій, що розраховані за формулою (36), при найбільших значеннях оберталних моментів розтягувальних секцій $M_{p.c.1} = 101,65$ Н·м, $M_{p.c.2} = 101,6$ Н·м, $M_{p.c.3} = 101,51$ Н·м будуть максимальними і, відповідно, складатимуть $N_{cen.2} = 5,46$ кВт.

Загальна потужність $N_{cen.}$ (Вт), що необхідна для привода днища та трьох розтягувальних секцій сепаратора льяного вороху:

$$N_{cen.} = N_{cen.1} + N_{cen.2}. \quad (37)$$

Таким чином, загальна потужність, що необхідна для привода днища та трьох розтягувальних секцій сепаратора льяного вороху складе $N_{cen.} = 5,7$ кВт.

Висновок. Отримані теоретичним шляхом залежності дозволяють визначити затрати потужності, що необхідна для привода днища та трьох розтягувальних секцій сепаратора льяного вороху.

Література

1. Бондаренко А.А. Теоретична механіка: підручник: У 2 ч. / А.А. Бондаренко, О.О. Дубінін, О.М. Переяславцев. – Ч. 2: Динаміка. – К.: Знання, 2004. – 590 с.
2. Павловський М.А. Теоретична механіка: підручник / М.А. Павловський. – К.: Техніка, 2002. – 512 с.
3. Кірчук Р.В. Розробка сепаратора вороху льону: дис... канд. техн. наук: 05.05.11 / Кірчук Руслан Васильович; Луцький держ. технічний ун-т. – Луцьк, 2001. – 198 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 674.053:621

© В.К. Дьяконов

Украинский научно-исследовательский институт нанобиотехнологий и ресурсосбережения

З.С. Сирко, к.т.н.

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины

ВЛИЯНИЕ ЖЕСТКОСТИ ФЛАНЦЕВ НА ПОПЕРЕЧНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ДИСКОВОЙ ПИЛЫ

В статье приведены результаты испытаний колебаний дисковой пилы для двух способов ее фиксации: в жестком и упругом закреплении. Способ закрепления оказывает значительное влияние на величину колебаний инструмента.

ДИСКОВАЯ ПИЛА, КОЛЕБАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ, ЖЕСТКОСТЬ.

Постановка проблемы. Известно, что при установке дисковой пилы в станок, и зажиме между фланцами, диск пилы деформируется соответственно неплоскостности фланцев, и в таком положении производится пиление. Конечно, величина отклонения от плоскости коренного фланца нормируется стандартами и составляет несколько сотых долей миллиметра на $\varnothing 50 - 70$ мм. Если пила имеет больший диаметр, то торцевое биение вблизи зубчатого венца будет возрастать.

С другой стороны, сам диск пилы имеет неплоскостность. Эта величина также нормируется и не должна превышать 0,1 мм для пил $\varnothing 400$ мм.

Указанные отклонения при жестком закреплении пилы во фланцах суммируются и могут увеличивать или уменьшать торцевое биение диска пилы, что существенно сказывается на точности обработки.

Анализ последних исследований и публикаций. Обширные исследования колебаний дисковых пил больших диаметров провел Стахийев Ю.М. [1]. Эти исследования касались в основном процесса пиления круглых лесоматериалов на круглопильных станках. Исследования для пил меньших размеров [2, 3], которые используются в мебельной промышленности проводились в условиях Украинского НИИ механической обработки древесины (нынешнее название Украинский НИИ нанобиотехнологий и ресурсосбережения). Подобные исследования проводились также в условиях Московского

государственного института леса [4]. Проведенные исследования касались вопросов точности пиления. В настоящей статье представлены результаты сравнительных испытаний колебания пил при фиксированном и упругом способе крепления.

Цель исследования. Целью исследования является установление количественных значений колебаний пилы для двух случаев фиксации: жестком и упругом креплении.

Методика исследований. Для измерения торцевого биения использовали прибор (рис.1).

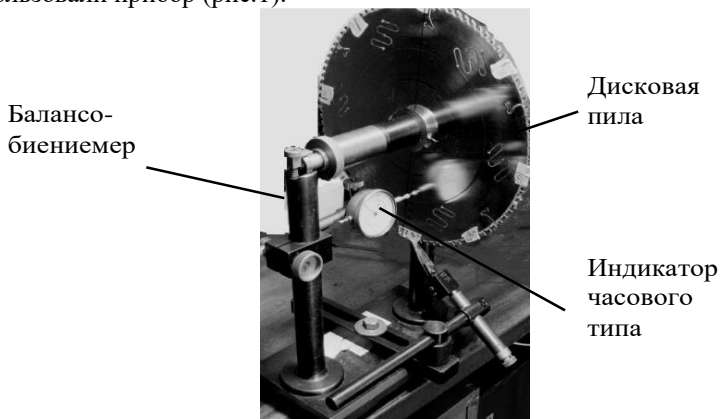


Рис.1 – Прибор для измерения торцевого биения дисковой пилы (балансобиениемер)

Для исследований использовали также дисковую пилу $\text{Ø}300 \times 3,2/2,2 \times 30$, Z96 с частотой вращения не более 6500 мин^{-1} . Пила имела 6 шт. прорезей, выходящих к зубчатому венцу. Пила вальцована на $\text{Ø}185 \text{ мм}$. Измерения проводили с помощью индикатора часового типа модели 2 ИГМ, 0-2 мм, с ценой деления 2 мкм. Торцевое биение диска измеряли на радиусах пилы 65, 85, 105 и 115 мм. Результаты измерений подвергались статистической обработке.

Результаты исследований. Результаты измерений представлены графиками.

На рис. 2, 3, 4, 5 представлены зависимости торцевого биения от угла поворота пилы при упругом фиксировании диска пилы, а на рисунках 6, 7, 8, 9 – при жестком фиксировании.

Масштаб графиков для упругого фиксирования в 10 раз крупнее соответствующего масштаба графиков для жесткого фиксирования.



Рис 2 – Торцеве бієння диска пилы при упругом ее закрєплєннї на радїусє измерєннї 115 мм



Рис 3 – Торцевє бієннє дїска пїлы прї упругом єє закрєплєннї на радїусє измерєннї 105 мм



Рис 4 – Торцевє бієннє дїска пїлы прї упругом єє закрєплєннї на радїусє измерєннї 85 мм

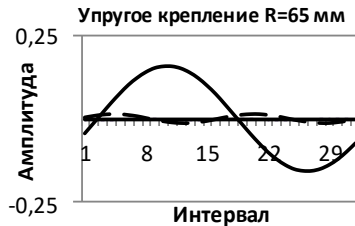


Рис 5 – Торцевє бієннє дїска пїлы прї упругом єє закрєплєннї на радїусє измерєннї 65 мм



Рис 6 – Торцевє бієннє дїска пїлы прї жєсткєм єє закрєплєннї на радїусє измерєннї 115 мм

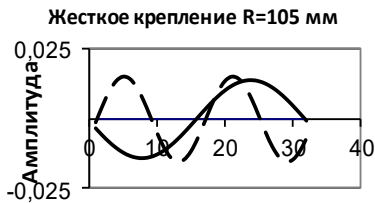


Рис 7 – Торцевє бієннє дїска пїлы прї жєсткєм єє закрєплєннї на радїусє измерєннї 105 мм



Рис 8 – Торцеве біення диска пили при жорстком ее закріпленні на радіусе измерения 85 мм



Рис 9 – Торцеве біення диска пили при жорстком ее закріпленні на радіусе измерения 65 мм

Оценивались колебания пилы на радиусах 65, 85, 105, 115 мм. На окружности каждого радиуса проводилось измерение в 32 точках. Результаты измерения подвергались статистической обработке.

Из рисунков видно, что для случая упругого фиксирования пилы колебания первой гармоник (сплошная линия) значительно (примерно в 5 раз) превышают амплитуды второй (пунктирная линия) и третьей (на графиках не отображена) гармоник. Это имеет место для измерений на всех радиусах от 65 до 115 мм.

Для случая жесткого фиксирования картина меняется. Амплитуды первой и второй гармоник приблизительно сопоставимы. Амплитуда третьей гармоник значительно меньше и не вносит существенного вклада в общую картину.

Амплитуда упругого фиксирования приблизительно в 10 раз превышает амплитуду при жестком фиксировании. Это свидетельствует о том, что форма фланцев, между которыми закрепляется пила, существенным образом перераспределяет картину колебаний пилы. При жестком фиксировании вблизи фланцев ($R=65$ мм) доминирует вторая гармоника, которая, по всей видимости, характеризует форму фланцев. Гармоника 1, характеризующая пильный диск, почти в 2 раза меньше гармоник 2. То есть пила зажата между фланцами, амплитуда колебаний пилы уменьшилась в 20 раз. Измеряя колебания на разных радиусах видно, что чем дальше от фланцев, тем больше амплитуда колебаний. Но свободный рост собственных колебаний пилы ограничен влиянием фланцев: обе амплитуды растут, но не очень быстро, достигая значения 0,02 мм. В то же время при упругом фиксировании гармоника 1 имеет амплитуду $>0,25$ мм, а гармоника 2 даже $<0,05$ мм.

Выводы:

1. Степень торцевого биения пилы, как при жестком, так и при упругом способе ее закрепления увеличивается с увеличением диаметра инструмента.

2. Амплитуда колебаний при жестком фиксировании приблизительно в 10 раз меньше, чем при упругом.

3. Более высокие гармоники не оказывают существенное влияния на торцевое биение при упругом способе закрепления, в то время, как при жестком способе закрепления с уменьшением диаметра возрастает значение гармоники 2.

Литература

1. Стахийев Ю.М. Работоспособность плоских круглых пил / Ю.М. Стахийев. – М.: Лесная промышленность, 1989. – 380 с.

2. Дьяконов В.К. Исследование точности установки дисковых пил на пильном валу станка / В.К. Дьяконов, З.С. Сирко: материалы междунар. научн.–практ. конф. [«Современные проблемы переработки древесины»] Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет им. С.М. Кирова, 2013. – 185 с.

3. Сірко З.С. Аналіз конструктивних особливостей круглих пилок для поздовжнього розпилювання круглих лісоматеріалів / З.С. Сірко, М.О. Білецький: міжвузівський науково-техн. зб. [«Лісове господарство, лісова, паперова і деревообробна промисловість»] – Львів, випуск 39-1, 2013. – 270 с.

Рецензент д.т.н., проф. О.О. Пинчевская

УДК 621.83.062.1

© А.П. Кожушко

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ З ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНИМИ ТРАНСМІСІЯМИ

В роботі наведено зміну перепаду робочого тиску в гідрооб'ємній передачі, коефіцієнта корисної дії трансмісії та годинної витрати палива у процесі розгону колісного трактора з гідрооб'ємно-механічними трансмісіями, що працюють за схемою «диференціал на виході», при виконанні технологічної операції «оранка» та різних законів зміни: коефіцієнта, який характеризує положення органу керування подачею палива, параметрів регулювання гідромашин гідрооб'ємної передачі, сили тяги на гаку.

КОЛІСНИЙ ТРАКТОР, РОЗГІН, ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНА ТРАНСМІСІЯ, ОРАНКА, СХЕМА «ДИФЕРЕНЦІАЛ НА ВИХОДІ».

Постановка проблеми. Із року в рік збільшується кількість колісних тракторів, обладнаних гідрооб'ємно-механічними трансмісіями (ГОМТ). Це обумовлюється, перш за все, безступінчастим регулюванням швидкості, що в свою чергу, дає змогу вирішити основну проблему в сучасному тракторобудуванні – підвищення економічності та ефективності колісних тракторів при виконанні технологічних операцій.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Розглядаючи ГОМТ зі схемою «диференціал на виході», необхідно виділити трансмісії CNH, Eссom, VDC (Variable Double Clutch). Перевагою даних трансмісій є мала установча потужність гідроагрегатів, завдяки використанню декількох піддіапазонів [1].

В роботі [1] було проведено статичний аналіз ГОМТ, працюючих за схемою «диференціал на виході». Оберемо найкращі з них з точки зору максимального коефіцієнта корисної дії (ККД) трансмісії для подальшого дослідження.

На рис. 1 зображена структурна схема ГОМТ колісного трактора з колісною формулою 4К4 [1], з наступними параметрами: максимальна кутова швидкість двигуна внутрішнього згорання $\omega_0 = 2250$ об/хв, повна маса колісного трактора $m = 9000$ кг.

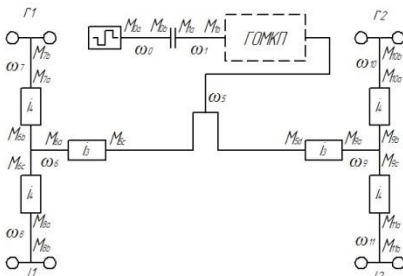


Рис. 1 – Структурна схема ГОМТ колісного трактора з колісною формулою 4К4

На рис. 2 зображені структурні схеми гідрооб'ємно-механічних коробок передач (ГОМКП), які обиралися з роботи [1] за критерієм максимального ККД трансмісії та мінімальної потужності двигуна внутрішнього згорання, котра необхідна для виконання технологічної операції «оранка». Обрані ГОМКП оснащуються планетарним механізмом з конструктивним параметром $k = -3$, двома циліндричними редукторами та двома регульованими гідромашинами. Робочий об'єм гідронасоса – 130 см³ та робочі об'єми гідромоторів – 130 см³ (рис. 2 (а)), 250 см³ (рис. 2 (б)).

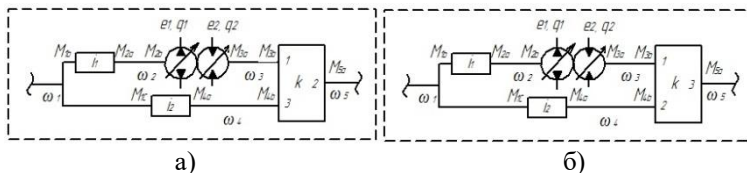


Рис. 2 – Структурна схема ГОМКП колісного трактора: а – схема ГОМКП з виходом потужності через коронну шестерню; б – схема ГОМКП з виходом потужності через водило

Процес розгону колісного трактора під час виконання технологічної операції «оранка» моделюється на основі публікацій [2–6]. Зокрема, матеріали з роботи [4–5] будуть використовуватись для складання математичної моделі двигуна внутрішнього згорання, яка буде враховувати завантаження двигуна внутрішнього згорання по крутному моменту, частоті обертання колінчастого вала, а також закон зміни коефіцієнта, що характеризує положення органу керування подачею палива. На основі робіт [2–3] буде моделюватись математична модель трансмісії, яка описуватиме динамічні процеси в ГОМТ та враховуватиме закони зміни параметрів регулювання гідромашин

гідрооб'ємної передачі (ГОП). В даній роботі також використовуватимуться доволі розповсюджені математичні моделі, що наведені у публікаціях [2–3, 6], які описують взаємодію коліс з опорною поверхнею.

Для визначення техніко-економічних показників машино-тракторного агрегату, а саме: годинної продуктивності та ККД машино-тракторного агрегату, а також годинної витрати палива двигуном внутрішнього згорання будуть використовуватись матеріали з робіт [7 – 8].

Метою даної роботи є аналіз результатів моделювання процесу розгону колісного трактора з ГОМТ, працюючих за схемою «диференціал на виході», під час виконання технологічної операції «оранка».

Для досягнення поставленої мети необхідно:

– розглянути та проаналізувати розгін трактора з ГОМТ, працюючих за схемою «диференціал на виході»;

– визначити вплив законів зміни: коефіцієнта, що характеризує положення органу керування подачею палива, параметрів регулювання гідромашин ГОП, сили тяги на гаку на показники перепаду робочого тиску в ГОП, ККД трансмісії та годинної витрати палива двигуном внутрішнього згорання трактора.

Результати дослідження. В результаті аналізу останніх досліджень було складено єдину математичну модель процесу розгону колісного трактора з ГОМТ у системі програмної реалізації Matlab за допомогою підсистеми моделювання динамічних процесів Simulink (рис. 3).

Дана програмна реалізація дозволяє змоделювати розгін трактора з навісним обладнанням та без нього (блок «Навісне обладнання») при різних кутах підйому земельної поверхні, змінювати параметри трансмісії (блок «Математична модель ГОМТ»), змінювати характеристики двигуна внутрішнього згорання (блок «Математична модель двигуна»), змінювати силу тяги на гаку (блок «Навісне обладнання») і т.п. Також слід зазначити, що змінювати час процесу розгону, відповідно швидкість руху, та значення сили тяги на гаку можна за допомогою блоків «Закон зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП ($e_1(t)$ та $e_2(t)$)», «Закон зміни коефіцієнта $\varepsilon_r(t)$, який характеризує положення органу керування подачею палива» та «Закон зміни сили тяги на гаку», який залежить від зміни коефіцієнта $h_p(t)$, що характеризує процес заглиблення плуга в ґрунт, у процесі виконання технологічної операції «оранка».

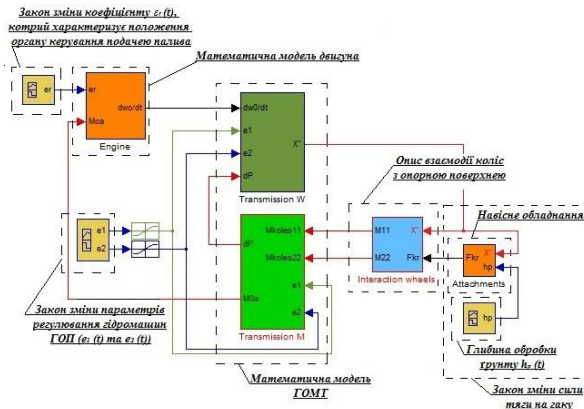


Рис. 3 – Програмна реалізація математичної моделі в системі Matlab за допомогою підсистеми моделювання динамічних процесів Simulink

Універсальна математична модель для ГОМТ, які приведені на рис. 1 – 2, складається з наступної системи рівнянь:

– система рівнянь, що описує зміну кутових прискорень елементів ГОМТ:

$$\begin{cases}
 \dot{\omega}_0 - \dot{\omega}_d = 0; & \dot{\omega}_0 - \dot{\omega}_1 = 0; & \dot{\omega}_1 - k \cdot \dot{\omega}_2^* + (k-1) \cdot \dot{\omega}_3^* = 0; \\
 S_1 \cdot \dot{\omega}_1^* - S_1 \cdot \dot{\omega}_3^* - \dot{\omega}_3 = 0; & \dot{\omega}_1 \cdot i_1 - \dot{\omega}_2 = 0; & \dot{\omega}_1 \cdot i_2 - \dot{\omega}_4 = 0; \\
 e_1 \cdot q_1 \cdot \dot{\omega}_{e1^*} + q_1 \cdot \omega_{e1^*} \cdot \dot{e}_1 - e_2 \cdot q_2 \cdot \dot{\omega}_{e2^*} - q_2 \cdot \omega_{e2^*} \cdot \dot{e}_2 = \\
 = \left(\frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + C_{1y} \cdot |\omega_{e1^*}|) + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + C_{2y} \cdot |\omega_{e2^*}|) \right) \cdot dP + \\
 + \left(\frac{K_{1y}}{\mu} \cdot C_{1y} \cdot \frac{|\omega_{e1^*}|}{dt} + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot C_{2y} \cdot \frac{|\omega_{e2^*}|}{dt} \right) \cdot dP; \\
 \dot{\omega}_5 \cdot i_3 - \dot{\omega}_6 = 0; & \dot{\omega}_5 \cdot i_3 - \dot{\omega}_9 = 0; \\
 \dot{\omega}_6 \cdot i_4 - \dot{\omega}_7 = 0; & \dot{\omega}_6 \cdot i_4 - \dot{\omega}_8 = 0; \\
 \dot{\omega}_9 \cdot i_4 - \dot{\omega}_{10} = 0; & \dot{\omega}_9 \cdot i_4 - \dot{\omega}_{11} = 0,
 \end{cases} \quad (1)$$

де $\dot{\omega}_i$ – кутове прискорення ланки; $\dot{\omega}_d$ – кутове прискорення ланки колінчастого вала двигуна; $\dot{\omega}_1^*$, $\dot{\omega}_2^*$, $\dot{\omega}_3^*$ – кутове прискорення ланки, пов’язаної з сонячною шестернею – «1», коронною шестернею – «2», водилом – «3»; k – внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду; S_1 – характерний параметр сателітів; $\dot{\omega}_s$ – кутове прискорення

сателіта; i_j – передавальне відношення редуктора; q_1, q_2 – максимальна продуктивність гідромашин; $\dot{\omega}_{e1^*}, \dot{\omega}_{e2^*}$ – кутове прискорення ланки, яка пов’язана з валом гідронасоса та гідромотора; $\omega_{e1^*}, \omega_{e2^*}$ – кутова швидкість вала гідронасоса та гідромотора; K_{iy}, C_{iy} – коефіцієнти втрат для гідронасоса ($i=1$) і для гідромотора ($i=2$); μ – коефіцієнт динамічної в’язкості; dP – перепад робочого тиску в ГОП;

– силові параметри ГОМТ описуються системою наступних рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{1X^*} \cdot \eta_{13}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{1X^*})} + M_{2X^*} \cdot \eta_{23}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{2X^*})} + M_{3X^*} = 0; \\ M_{1X^*} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{1X^*})} + M_{2X^*} \cdot \eta_{23}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{2X^*})} = 0; \\ M_{1b} \cdot \eta_1^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{1b})} + i_1 \cdot M_{2a} = 0; \\ M_{1c} \cdot \eta_2^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{1c})} + i_2 \cdot M_{4a} = 0; \\ M_{e1X^*} - e_1 \cdot q_1 \cdot dP = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_{e1^*}); \\ M_{e2X^*} + e_2 \cdot q_2 \cdot dP = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_{e2^*}); \\ M_{5c} \cdot \eta_3^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{5c})} + i_3 \cdot M_{6a} = 0; \quad M_{5d} \cdot \eta_3^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{5d})} + i_3 \cdot M_{9a} = 0; \\ M_{6b} \cdot \eta_4^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{6b})} + i_4 \cdot M_{7a} = 0; \quad M_{6c} \cdot \eta_4^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{6c})} + i_4 \cdot M_{8a} = 0; \\ M_{9b} \cdot \eta_5^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{9b})} + i_4 \cdot M_{10a} = 0; \quad M_{9c} \cdot \eta_5^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{9c})} + i_4 \cdot M_{11a} = 0; \\ M_{0a} + M_{0b} = 0; \quad M_{1a} + M_{0b} = 0; \quad M_{1a} + M_{1b} = 0; \\ M_{2a} + M_{2b} = 0; \quad M_{3a} + M_{3b} = 0; \quad M_{4a} + M_{4b} = 0; \\ M_{5a} + M_{5c} + M_{5d} = 0; \quad M_{6a} + M_{6b} + M_{6c} = 0; \quad M_{7a} + M_{7b} = 0; \\ M_{8a} + M_{8b} = 0; \quad M_{9a} + M_{9b} + M_{9c} = 0; \\ M_{10a} + M_{10b} = 0; \quad M_{11a} + M_{11b} = 0, \end{array} \right. \quad (2)$$

де $M_{1X^*}, M_{2X^*}, M_{3X^*}$ – моменти на сонячній, коронній шестернях та водилі; η_{13}, η_{23} – ККД в зубчастих зачепленнях сонце-сателіт та епіцикл-сателіт при зупиненому водилі, що визначають втрати моментів; \ominus – коефіцієнт урахування втрат в зубчастих зачепленнях ($\ominus=0$ – без урахування втрат, $\ominus=-1$ з урахуванням втрат у зубчастих зачепленнях); N_{mm} – потужність, що передається ланками ГОМТ (добуток кутових швидкостей на відповідні моменти з урахуванням знаку дають величину і напрям потоків потужності на конкретних ланках і елементах ГОМТ) [2 – 3]; M_{mm} – моменти на

ланках ГОМТ; m – індекс-число співпадає з номером кутової швидкості ланки; n – індекси-букви відповідають моментам на кінцях ланок [2 – 3]; η_j – ККД редуктора; M_{e1X^*} , M_{e2X^*} – моменти на валу гідронасоса і гідромотора; $\Delta M_1, \Delta M_2$ – втрати моменту у гідромашинах, що обчислюються, наприклад, згідно математичної моделі втрат К.І. Городецького [2 – 3], як функції параметрів регулювання, кутової швидкості валів гідромашин, робочих об’ємів q_1, q_2 і перепаду тиску dP .

Системи кінематичних (1) і силових (2) рівнянь вирішуються спільно.

Для розгляду процесу розгону колісного трактора з ГОМТ (рис. 1) зі схемами ГОМКП (рис. 2) в системі Matlab підсистеми моделювання Simulink були змодельовані, за допомогою блоку Signal Builder, закони зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП.

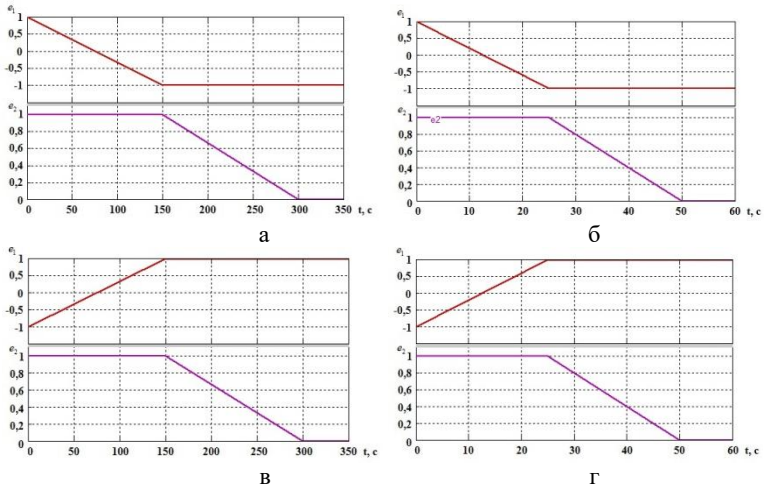


Рис. 4 – Закони зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП ($e_1(t)$, $e_2(t)$) (залежність параметрів регулювання гідромашин ГОП e_1, e_2 від часу t): а – за період часу $t \in [0; 300]$ с. для схеми ГОМКП (рис. 2, а); б – за період часу $t \in [0; 50]$ с. для схеми ГОМКП (рис. 2, а); в – за період часу $t \in [0; 300]$ с. для схеми ГОМКП (рис. 2, б); г – за період часу $t \in [0; 50]$ с. для схеми ГОМКП (рис. 2, б)

Параметри $e_1(t)$ та $e_2(t)$, що наведені на рис. 4 (а, б), змінюються в межах $e_1 \in [1; -1]$ та $e_2 \in [1; 0]$. На рис. 4 (в, г) наведені параметри $e_1(t)$ та $e_2(t)$, які змінюються в межах $e_1 \in [-1; 1]$ та $e_2 \in [1; 0]$. Також слід зазначити, що на рис. 4 (а, в) гідронасос змінюється за період часу $t_1 \in [0; 150]$ с., гідромотор – за період $t_2 \in [150; 300]$ с., а на рис. 4 (б, г) гідронасос змінюється за період часу $t_1 \in [0; 25]$ с., гідромотор – за період $t_2 \in [25; 50]$ с.

На рис. 5 наведені закони зміни коефіцієнтів $\varepsilon_r(t)$, що характеризують положення органу керування подачею палива, які будуть змінюватись у межах $\varepsilon_r \in [0,46; 1]$. Зокрема, на рис. 5 (а) коефіцієнт $\varepsilon_r(t)$ змінюється за період $t_1 \in [0; 1]$ с.; на рис. 5 (б) – за період $t_2 \in [0; 150]$ с.; на рис. 5 (в) – за період $t_3 \in [0; 300]$ с.

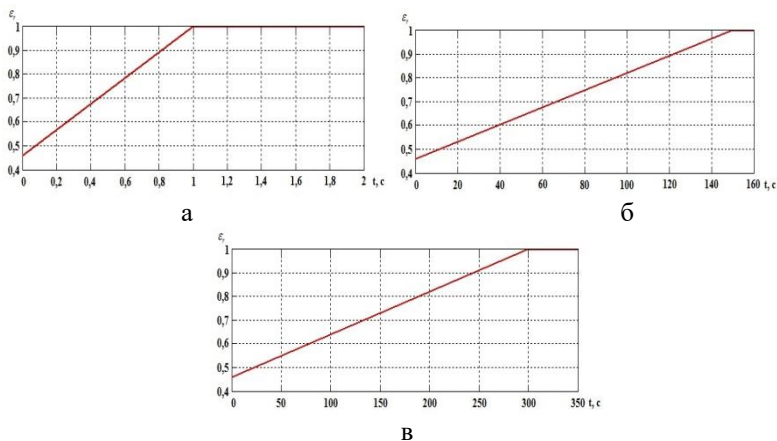


Рис. 5 – Закони зміни коефіцієнтів $\varepsilon_r(t)$, які характеризують положення органу керування подачею палива (залежність коефіцієнтів ε_r від часу t): а – за період $t_1 \in [0; 1]$ с.; б – за період $t_2 \in [0; 150]$ с.; в – за період $t_3 \in [0; 300]$ с

На рис. 6 наведені зміни коефіцієнтів $h_p(t)$, які характеризують процес заглиблення плуга в ґрунт та, відповідно, і закон зміни сили тяги на гаку. Коефіцієнти $h_p(t)$ змінюються в межах

$h_p \in [0;1]$, на рис. 6 (а) за період $t_1 \in [0,5;1]$ с.; на рис. 6 (б) за період $t_2 \in [0,5;150]$ с.; на рис. 6 (в) за період $t_3 \in [0,5;300]$ с.

У зв'язку з тим, що трактор буде досягати швидкості 10 км/год, а максимальна глибина обробки ґрунту складатиме $h_{II} = 0,25$ м при виконанні технологічної операції «оранка», максимальне значення сили тяги на гаку буде дорівнювати $F_{kp} = 49,0$ кН.

Наведені закони зміни коефіцієнтів $\varepsilon_r(t)$, які характеризують положення органу керування подачею палива (рис. 5) та сили тяги на гаку (рис. 6) використовуватимуться разом з законами зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП, що наведені на рис. 4, а, в, для розгляду процесу розгону колісного трактора.

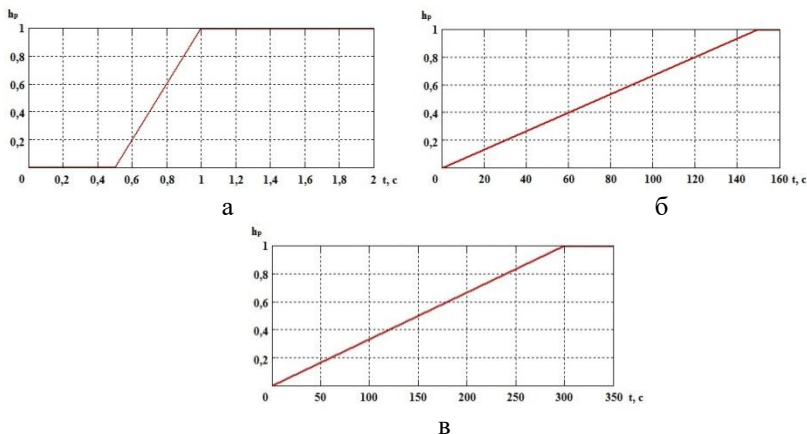


Рис. 6 – Закони зміни сили тяги на гаку (залежність коефіцієнта h_p від часу t): а – за період $t_1 \in [0,5;1]$ с.; б – за період $t_2 \in [0,5;150]$ с.; в – за період $t_3 \in [0,5;300]$ с

На рис. 7 наведені закони зміни коефіцієнтів $\varepsilon_r(t)$, що характеризують положення органу керування подачею палива, які будуть змінюватись у межах $\varepsilon_r \in [0,46;1]$. Зокрема, на рис. 7, а коефіцієнт $\varepsilon_r(t)$ змінюється за період $t_1 \in [0;1]$ с.; на рис. 7, б – за період $t_2 \in [0;25]$ с.; на рис. 7, в – за період $t_3 \in [0;50]$ с.

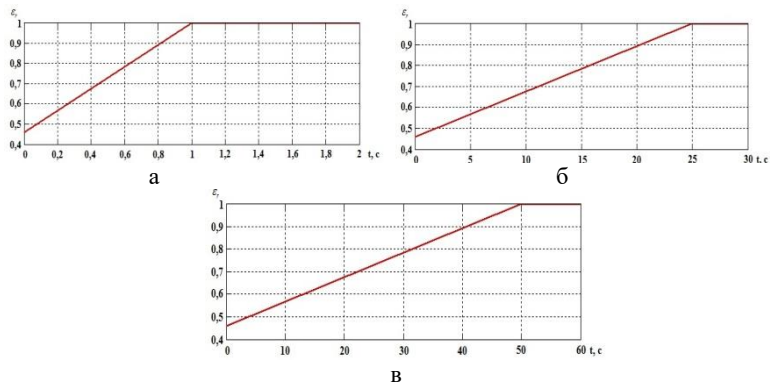


Рис. 7 – Закони зміни коефіцієнтів $\varepsilon_r(t)$, які характеризують положення органу керування подачею палива (залежність коефіцієнтів ε_r від часу t): а – за період $t_1 \in [0; 1]$ с.; б – за період $t_2 \in [0; 25]$ с.; в – за період $t_3 \in [0; 50]$ с

На рис. 8 наведена зміна коефіцієнтів $h_p(t)$, які характеризують процес заглиблення плуга в ґрунт та, відповідно, і закон зміни сили тяги на гаку. Коефіцієнт $h_p(t)$ змінюється в межах $h_p \in [0; 1]$ на рис. 8, а за період $t_1 \in [0,5; 1]$ с.; на рис. 8, б за період $t_2 \in [0,5; 25]$ с.; на рис. 8, в за період $t_3 \in [0,5; 50]$ с.

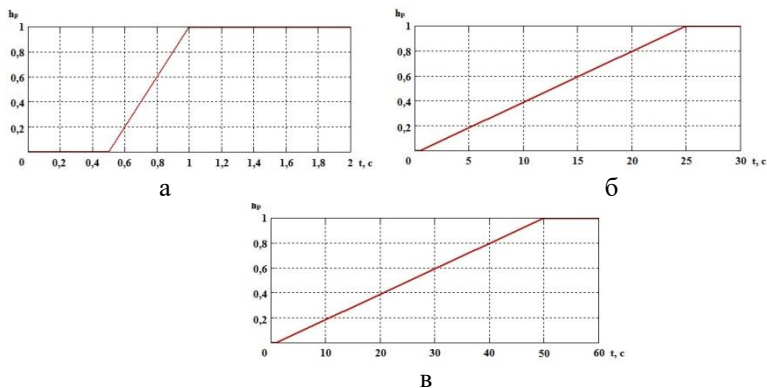


Рис. 8 – Закони зміни сили тяги на гаку (залежність коефіцієнта h_p від часу t): а – за період $t_1 \in [0,5; 1]$ с.; б – за період $t_2 \in [0,5; 25]$ с.; в – за період $t_3 \in [0,5; 50]$ с

Наведені закони зміни коефіцієнтів $\varepsilon_r(t)$, які характеризують положення органу керування подачею палива (рис. 7) та сили тяги на гаку (рис. 8) використовуватимуться разом з законами зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП, що наведені на рис. 4 (б, г), для розгляду процесу розгону колісного трактора.

В ході моделювання процесу розгону колісного трактора з ГОМТ зі схемою ГОМКП, наведеною на рис. 2 (а), при законах зміни, зображених на рис. 4, а, б – 8, максимальні результати перепаду тиску в ГОП, ККД трансмісії та годинної витрати палива зведені в табл. 1. Для колісного трактора з ГОМТ зі схемою ГОМКП, що наведена на рис. 2 (б), при законах зміни зображених на рис. 4 (в, г) – 8, максимальні результати перепаду тиску в ГОП, ККД трансмісії та годинної витрати палива зведені в табл. 2.

Таблиця 1 – Результати моделювання у процесі розгону колісного трактора з ГОМТ зі схемою ГОМКП, що наведена на рис. 2 (а)

$e_1(t)$, с.	$e_2(t)$, с.	$\varepsilon_r(t)$, с.	$h_p(t)$, с.	t , с.	$ dP $, МПа	η_{TP}	Q_n , кг/год
[0;150]	[150;300]	[0;1]	[0,5;1]	187,5	13,85	0,8114	33,65
		[0;1]	[0,5;150]	187,5	13,85	0,8114	33,66
		[0;1]	[0,5;300]	187,0	11,88	0,7949	29,14
		[0;150]	[0,5;1]	238,0	25,83	0,7705	49,16
		[0;150]	[0,5;150]	238,0	25,72	0,771	49,13
		[0;150]	[0,5;300]	237,6	23,81	0,7652	45,57
		[0;300]	[0,5;1]	265,0	46,28	0,681	61,9
		[0;300]	[0,5;150]	265,0	46,19	0,6809	61,92
[0;25]	[25;50]	[0;1]	[0,5;1]	34,0	16,19	0,8057	36,65
		[0;1]	[0,5;25]	34,0	16,19	0,8057	36,66
		[0;1]	[0,5;50]	33,87	14,31	0,7929	32,59
		[0;25]	[0,5;1]	41,0	29,57	0,7547	53,9
		[0;25]	[0,5;25]	41,0	29,6	0,7545	53,94
		[0;25]	[0,5;50]	40,8	27,81	0,748	50,82
		[0;50]	[0,5;1]	44,25	50,38	0,6774	67,8
		[0;50]	[0,5;25]	44,25	50,34	0,6771	67,79
		[0;50]	[0,5;50]	43,9	49,29	0,6699	65,14

Таблиця 2 – Результати моделювання у процесі розгону колісного трактора з ГОМТ зі схемою ГОМКП, що наведена на рис. 2 (б)

$e_1(t)$, с.	$e_2(t)$, с.	$\varepsilon_r(t)$, с.	$h_p(t)$, с.	t , с.	$ dP $, МПа	η_{TP}	Q_n , кг/год
[0;150]	[150;300]	[0;1]	[0,5;1]	195,5	11,58	0,8259	32,91
		[0;1]	[0,5;150]	195,5	11,64	0,8259	33,0
		[0;1]	[0,5;300]	195,5	10,17	0,8148	28,43
		[0;150]	[0,5;1]	245,5	21,51	0,7751	48,28
		[0;150]	[0,5;150]	245,5	21,52	0,775	48,29
		[0;150]	[0,5;300]	245,5	20,23	0,7753	45,45
		[0;300]	[0,5;1]	270,8	39,3	0,6118	64,78
		[0;300]	[0,5;150]	270,8	39,37	0,6119	64,72
[0;25]	[25;50]	[0;1]	[0,5;1]	35,75	13,96	0,8195	36,6
		[0;1]	[0,5;25]	35,75	13,96	0,8195	36,6
		[0;1]	[0,5;50]	35,75	12,5	0,8091	32,88
		[0;25]	[0,5;1]	41,0	25,64	0,7416	54,58
		[0;25]	[0,5;25]	41,0	25,65	0,7415	54,6
		[0;25]	[0,5;50]	41,0	24,24	0,7345	51,73
		[0;50]	[0,5;1]	44,75	45,45	0,6094	68,43
		[0;50]	[0,5;25]	44,75	45,43	0,6093	68,42
		[0;50]	[0,5;50]	45,0	44,32	0,5949	67,01

Висновки. В ході моделювання процесу розгону колісного трактора з ГОМТ, що працюють за схемою «диференціал на виході» було з'ясовано, що:

– при використанні законів зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП ($e_1(t)$ та $e_2(t)$), які змінювались за період часу $t \in [0;50]$ с. замість $t \in [0;300]$ с. спостерігається збільшення на 22,9 % перепаду робочого тиску в ГОП dP ; зменшення на 5,26 % ККД трансмісії η_{TP} ; збільшення на 15,65 % годинної витрати палива Q_n ;

– при використанні законів зміни коефіцієнта $\varepsilon_r(t)$, який характеризує положення органу керування подачею палива, що змінюється за період часу $[0; 25]$ с. замість $[0; 1]$ с. спостерігається збільшення в 1,94 рази перепаду робочого тиску в ГОП dP ; зменшення

на 9,52 % ККД трансмісії η_{TP} ; збільшення в 1,57 рази годинної витрати палива Q_n ;

– при використанні законів зміни коефіцієнта $\varepsilon_r(t)$, який характеризує положення органу керування подачею палива, що змінюється за період часу [0; 50] с. замість [0; 1] с., спостерігається збільшення в 3,55 рази перепаду робочого тиску в ГОП dP ; зменшення на 25,24 % ККД трансмісії η_{TP} ; збільшення в 2,04 рази годинної витрати палива Q_n ;

– при використанні законів зміни сили тяги на гаку (коефіцієнта $h_p(t)$), який змінюється за період часу [0,5; 25] с. замість [0,5; 1] с., спостерігається несуттєве збільшення значень перепад тиску в ГОП dP та годинної витрати палива Q_n , а також зменшення значення ККД трансмісії η_{TP} , але при застосуванні закону зміни сили тяги на гаку (коефіцієнта $h_p(t)$), який змінюється за період часу [0,5; 50] с. замість [0,5; 1] с., спостерігається зменшення на 11,61 % перепаду робочого тиску в ГОП dP ; зменшення на 1,59 % ККД трансмісії η_{TP} ; зменшення на 11,08 % годинної витрати палива Q_n . Проте використання закону зміни сили тяги на гаку $h_p(t)$, який змінюється за період часу [0,5; 50] с. є неприпустимо, тому що безпосередньо зменшується значення сили тяги на гаку F_{kr} , а саме на 29,78 %.

Література

1. Самородов В.Б. Основные параметры гидрообъемно-механических трансмиссий, работающих по схеме “дифференциал на выходе” / В.Б. Самородов, А.И. Бондаренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. Серія: «Прикладна механіка». – 2012. – № 3/7 (57). – С. 4 – 12.
2. Самородов В.Б. Динаміка процесу розгону колісних тракторів серії Fendt 900 Vario / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. Серія: Прикладна механіка. – 2013. – № 1 (61). – С. 4 – 11.
3. Самородов В.Б. Динаміка процесу розгону колісного трактора-аналога “Беларус 3022 ДВ” з гідрооб’ємно-механічною трансмісією / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. Серія: Прикладна механіка. – 2012. – № 6 (60). – С. 15 – 19.

4. Ребров А.Ю. Математическая модель дизельного двигателя в безразмерных величинах с учетом его загрузки и подачи топлива / А.Ю. Ребров, Т.А. Коробка, С.В. Лахман // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: «Транспортне машинобудування». – 2012. – № 19. – С. 31 – 36.

5. Кутьков Г.М. Тяговая динамика трактора / Кутьков Г.М. – М.: Машиностроение, 1980. – 215 с.

6. Самородов В.Б. Развитие классических методов тягового расчета трактора с учетом основных технико-экономических показателей МТА / В.Б. Самородов, А.Ю. Ребров // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: «Автомобіле- та тракторобудування». – 2008. – № 58 – С. 11 – 20.

7. Иофинов С.А. Эксплуатация машинно-тракторного парка: по спец. «Механизация сел. хоз-ва» / С.А. Иофинов, Г.П. Лышко. – М.: Колос, 1984. – 351 с.

8. Судаков Н.Н. Лекции по эксплуатации машинно-тракторного парка и техническому обслуживанию / Судаков Н.Н. – Новгород: НГУ, 2010. – 101 с.

Рецензент д.т.н., проф. Є.М. Гецович

УДК 631. 333.52

© Ю.І. Козелко, М.В. Усенко, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

АНАЛІЗ ПОКАЗНИКІВ ВІДХИЛЕННЯ ВІД ЗАДАНОЇ ШИРИНИ МІЖРЯДЬ КАРТОПЛЕВИСАДЖУВАЛЬНИХ МАШИН

В даній статті висвітлено конструктивні особливості різних картоплевисаджувальних апаратів з наколювальним пристроєм. Проведено аналіз показників відхилення від заданої ширини міжрядь картоплевисаджувальної машини з апаратом з голками на схилах різної крутості в ґрунтах з різною вологістю.

**АПАРАТ, НАКОЛОВАЛЬНИЙ ПРИСТРІЙ, СОШНИК,
КІЛЬЦЕ-ЛОЖЕЧКА, ГОЛКА, ГРУНТ, МІЖРЯДДЯ, КАРТОПЛЯ,
СХИЛ.**

Постановка проблеми. Сільськогосподарські культури в Україні вирощуються, в основному, на рівнині. Але існують гірські, передгірські райони (південно-західні регіони України), де

виросування культур відбувається на пересіченій місцевості, на пагорбах і навіть на крутих схилах. Класичні сільськогосподарські машини для вирощування культур не пристосовані, в основному, для роботи в таких несприятливих умовах [2, 4, 6]. Їх пряме використання на крутих схилах призводить до неякісної роботи і, відповідно, до одержання неякісного врожаю та до його втрат. Слід зазначити, що уже на схилах крутістю в 3–5° починаються негативні процеси сповзання агрегату та відхилення його від курсової стійкості. Це повністю відноситься до такої важливої операції як висаджування картоплі та, відповідно, до картоплевисаджувальних машин. Серед всіх машин даного типу найбільш поширення набули машини з апаратами конвеєрного типу, оскільки мають багато переваг. У той же час вони мають недоліки: не забезпечується міцне утримання і фіксування бульб картоплі в кільці-ложечці, на схилах при перекосі агрегату відбувається випадіння бульби з кільця-ложечці, особливо в момент її знаходження в зоні зірочки. Це призводить до порушення вимог, які пред'являються до роботи агрегату (прямолінійність рядків, крок, глибина і т. д.).

У багатьох працях доведена перевага малогабаритної техніки з Удосконаленими картоплевисаджувальними апаратами, в яких недоліки усунені з максимальною можливістю для даних умов роботи [2, 4, 5].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Сьогодні розроблено багато конструкцій картоплевисаджувальних машин з апаратами конвеєрного типу [1, 2, 7]. Компактність даного апарату забезпечує мінімальні габарити всього агрегату, що сприяє його використанню з малогабаритною технікою. Як було зазначено вище недосконала конструкція кільць-ложечок не забезпечує міцне утримання бульб картоплі в кільці. Проте та сама конструкція кільця-ложечки дає можливість для широких варіації у напрямку її вдосконалення. Тут можна змінити форму, поверхню самого кільця, або додати конструктивні елементи для забезпечення надійного утримання картоплини в ньому. Аналіз різних апаратів для висаджування картоплі поданий в багатьох наукових працях [2, 3, 4, 5, 6]. Проте не розглянуті питання роботи таких апаратів в умовах схилів з очки зору надійного утримання бульби картоплі.

Постановка завдання. Визначення оптимальних показників відхилення від заданої ширини міжрядь картоплевисаджувальних машин на схилах різної крутості в ґрунтах із різною вологістю.

Результати дослідження. Останні наші дослідження спрямовані на картоплевисаджувальних апаратах із наколювальними пристроями [8, 9], які є новими конструкціями.

Картоплевисаджувальний апарат із пружинною голкою містить відвід, ложечки-кільця, кріплення, ланцюговий конвеєр, зірочку, козирок, голки, опори, напрямні, пружини [8]. Ланцюговий конвеєр містить ведену зірочку. На конвеєрі через рівні проміжки закріплені ложечки-кільця за допомогою кріплення. Кожна ложечка-кільце виконана у вигляді кільця, до нижньої частини якого діаметрально навпроти один до одного жорстко закріплені напрямні, що мають на кінцях знімні упори. На напрямні надіта вільно крізь виконані в ній отвори опора з виступом, на якій жорстко закріплена голка таким чином, що вона займає місце по центру кільця. На напрямні також надіті пружини в зоні між упорами і опорою. В еліпсному отворі кожуха закріплений за допомогою гайки пружинний козирок. В еліпсному отворі кожуха, що прикриває ланцюговий конвеєр закріплений відвід. За рахунок еліпсних отворів відвід і козирок можна фіксувати в різних положеннях.

Застосування картоплевисаджувального апарату з пружинною голкою забезпечує відносно надійне захоплення і утримання різних за розміром бульб в кільці-ложечці апарату під час їх переносу з бункера до сошника, ворущіння бульб у бункері, висадку коренеплодів із певним діапазоном розмірів, зменшення їх травмування та підвищення якості висадки в різноманітних зовнішніх умовах роботи, а саме на схилах. При роботі на схилах крутістю до 12°, де підвищується ймовірність сходження бульби картоплі з кільця-ложечки, важливою обставиною є те, що голка утримує там дану картоплину.

Картоплевисаджувальний апарат із голками з гнучкою опорою містить відвід, кільця, кріплення, ланцюговий транспортер, зірочку, козирок, голки, опори. Кріплення кілець до ланцюгового транспортера аналогічно попередній конструкції. До нижньої частини кожного кільця жорстко прикріплена одним боком опора з виступом. На частині опори в протилежній зоні до кріплення кільця встановлені голки. На шляху руху кільця з коренеплодом, в еліпсному отворі кожуха закріплений пружинний козирок. В еліпсному отворі кожуха, що прикриває ланцюговий транспортер, закріплений відвід. За рахунок можливості встановлення і фіксації козирка з його пружинами певної жорсткості в різних положеннях у даному апараті є можливість регулювання величини і напрямку тиску на коренеплоди з боку козирка. При цьому розташування голок в протилежній зоні до кріплення кільця дозволяє відрегулювати тиск козирка по прямій, що

співпадає з віссю голок, що сприяє кращому насаджуванню бульби на голки, без її повертання в різних напрямках і, відповідно, уникнення травмування бульб, особливо в місці наколювання на голки. Розташування голок у протилежній зоні до кріплення кільця дозволяє при наїзді опори на відвід здійснити їх відведення з бульби за менший період часу, ніж у попередній конструкції.

Картоплевисаджувальний апарат із ножами і голкою має аналогічну до двох наведених вище конструкцій, але він містить ще ножі [9]. Застосування картоплевисаджувального апарата з ножами і голкою забезпечує зменшення зусилля різання, підвищення довговічності машини, економію насінневого матеріалу за рахунок розрізання насінневої картоплини на дві частини і їх висадки, підвищення продуктивності і якості роботи.

Експериментально досліджувалось відхилення від заданої ширини міжрядь висаджених бульб картоплі для двох машин: стандартної і експериментальної. За експериментальну прийнята конструкція машини, що описана вище, яка є вдосконаленою, оскільки вона має картоплевисаджувальний апарат з голками.

Досліджували відхилення ширини для стикових міжрядь, оскільки відхилення основних міжрядь для всіх видів садіння не перевищують допустимого за агротехнічними вимогами, тобто $\pm 1,5$ см. Для більш наочної графічної характеристики і для уникнення мінусового значення на графіку, проводили вимірювання відхилень стикових міжрядь з одного боку від кожної з двох ліній, які проводили від крайніх (виступаючих в бік міжрядь) точок (картоплин) від початку до кінця ділянки для висаджування бульб картоплі.

На рис. 1 подані графіки залежності відхилення ширини міжрядь від крутості схилу за різної вологості ґрунту при роботі стандартної картоплевисаджувальної машини. Дана зміна відбувається за криволінійною залежністю, що наближається за значенням до функції виду $B = ba^c$, де $c > 1$. Варіаційні показники: для $W = 18\%$ - $\bar{B} = 1,83$ см, $\sigma = \pm 0,63$ см, $V = 34,4\%$, $m = \pm 0,126$ см, $P = 6,9\%$; для $W = 22\%$ - $\bar{B} = 1,63$ см, $\sigma = \pm 0,58$ см, $V = 35,6\%$, $m = \pm 0,12$ см, $P = 7,4\%$; для $W = 25\%$ - $\bar{B} = 1,4$ см, $\sigma = \pm 0,49$ см, $V = 35\%$, $m = \pm 0,1$ см, $P = 7,1\%$.

Аналіз графіка показує, що збільшення кута схилу впливає на відхилення ширини міжрядь, оскільки на більш крутому схилі відбувається процес сповзання і порушення курсової стійкості агрегату. Також не зовсім досконалий картоплевисаджувальний апарат не дозволяє забезпечити точне прямолінійне садіння розсади, що призводить до максимального відхилення ширини міжрядь до 4 см при

вологості ґрунту $W=25\%$. При інших значеннях вологості і, відповідно, більш твердому ґрунті рух агрегату є більш стабільним за рахунок більших реакцій ґрунту на щокі сошника і тому значення відхилення ширини міжрядь менше.

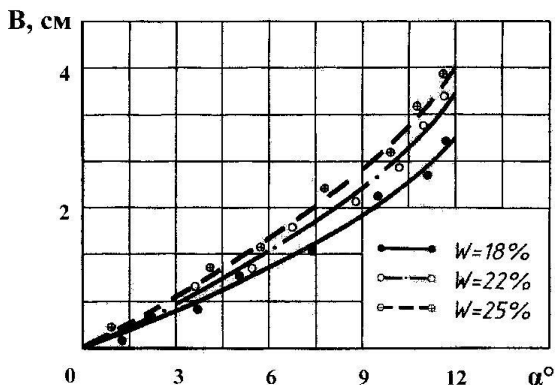


Рис. 1 – Залежність відхилення від ширини міжрядь B від кута схилу α при різній вологості ґрунту W при роботі стандартної картопле-висаджувальної машини

На рис. 2 подані графіки залежності відхилення ширини міжрядь від кругості схилу при різній вологості ґрунту при роботі експериментальної картопле-висаджувальної машини. Дана зміна відбувається за криволінійною залежністю, що наближається до функції виду $B = b\alpha^c$, де $c > 1$. Варіаційні показники: для $W = 18\%$ - $\bar{B} = 1,52$ см, $\sigma = \pm 0,52$ см, $V = 34,2\%$, $m = \pm 0,1$ см, $P = 6,6\%$; для $W = 22\%$ - $\bar{B} = 1,15$ см, $\sigma = \pm 0,38$ см, $V = 33\%$, $m = \pm 0,08$ см, $P = 6,9\%$; для $W = 25\%$ - $\bar{B} = 0,96$ см, $\sigma = \pm 0,35$ см, $V = 36,5\%$, $m = \pm 0,07$ см, $P = 7,3\%$.

Аналіз графіка показує, що збільшення кута схилу впливає на відхилення ширини міжрядь, оскільки на більш крутому схилі відбувається процес певного порушення курсової стійкості агрегату. В експериментальній машині дане відхилення становить максимум $B \approx 3,5$ см при вологості ґрунту $W = 25\%$, що менше, ніж для попереднього випадку і знаходиться в допустимих межах згідно з агротехнічними вимогами.

Вдосконалена конструкція розробленої нової машини з новим картопле-висаджувальним апаратом з голками сприяє досить точному висаджуванню бульб картоплі по наміченій лінії. Цей експеримент підтверджує перевагу експериментального агрегату.

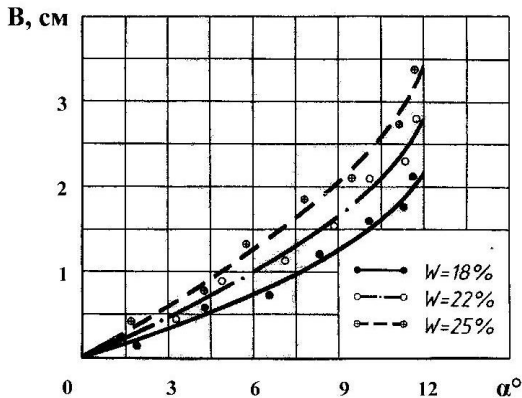


Рис. 2 – Залежність відхилення від ширини міжрядь B від кута схилу α при різній вологості ґрунту W при роботі експериментальної картопле-висаджувальної машини

Слід зазначити, що наведена конструкція картопле-висаджувального апарата не є кінцевою межею його вдосконалення. Існує багато варіантів для подальших розробок нових конструкцій даних апаратів в напрямку вдосконалення голки та кільця, що може призвести до досягнення ще меншого відхилення від заданої ширини міжрядь, а також до досягнення більш точних значень інших показників роботи машини.

Висновки. Наведений вище аналіз роботи картопле-висаджувальних машин із різними картоплевисаджувальними апаратами показує, що експериментальна машина забезпечує високі показники роботи і водночас стабілізацію напрямку руху агрегату при роботі на схилах.

Література

1. А.с. 649355 СССР, МКИ А 01 С 9/04. Высаживающий аппарат картофелесажалки / В.Г. Гагулина и др. – № 2193458/30–15. Заявл. 26.11.76. Опубл. 28.02.79. Бюл. № 8.
2. Гудзенко И.П. Машины для возделывания и уборки картофеля. – М.: Машгиз, 1962. – 276 с.
3. Емелин Б.Н., Ватухин А.П. К обоснованию геометрических параметров дозатора-распределителя вермикомпоста (ВК) к картофелепосадочной машине // Науковий вісник НАУ. – К., 2005. – № 92, – С. 193-197.

4. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Т.1 (ч. 1). Машини та знаряддя для обробітку ґрунту. –Харків: Око, 2001. – 444 с.
5. Залигин О.Г. и др. Малая механизация в приусадебном и фермерском хозяйствах. – К.: Урожай, 1996. – 368 с.
6. Сисолін П.В. та ін. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. – К.: Урожай, 2001. – 384 с.
7. А.с. 1790843 СССР, МКИ А 01 С 9/00. Картофелесажалка / В.А. Соколов и др. – № 4867643/15. Заявл. 19.09.90. Оpubл. 30.01.93. Бюл. № 4.
8. Пат. № 79794 Україна, МКВ А01С 9/00. Картоплевисажувальний апарат з наколювальним пристроєм / М.В. Усенко та ін. – № 20041210905. Заявл. 29.12.2004. Оpubл. 12.07.2007, Бюл. № 11.
9. Пат. № 59213 Україна, МКВ А01С 9/00. Картоплевисажувальний апарат з ножами і голкою / М.В. Усенко. – № 201011876. Заявл. 07.10.2010. Оpubл. 10.05.2011, Бюл. № 9.

Рецензент д.т.н., проф. Б.О. Пальчевський

УДК 621.891

© Р.Е. Костюник, к.т.н.
Национальный авиационный университет

ТРИБОЛОГИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ АДГЕЗИОННОГО ИЗНАШИВАНИЯ НА МАШИНЕ ТРЕНИЯ АСК-01

В статье приводятся результаты трибологических исследований взаимодействия адгезионного изнашивания с динамическими процессами в граничных слоях смазки на машине трения АСК–01 при смазывании модельной пары трения горючесмазочными материалами различных классов

АДГЕЗИЯ, ПРИБОР ТРЕНИЯ, ИЗНАШИВАНИЕ, ТРИБО-СИСТЕМА, ДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ

Постановка проблемы. Одной из актуальных проблем современной трибологии является повышение работоспособности трибосистем с граничным трением. Значимость этой проблемы возрастает, если учесть, что потери, связанные с изнашиванием узлов

трения, составляют до 5% ВВП промышленно-развитых стран. Развитие этого направления сдерживается недостаточностью знаний о сложных физико-химических, физико-механических и динамических процессах, протекающих при трении в условиях высоких нагрузочно-скоростных параметров в трибосистеме «твердое тело – смазочная среда – твердое тело».

Анализ последних исследований и публикаций. Существует два основных взаимоисключающих подхода к решению проблемы граничного трения. Первый, ЭГД (эластогидродинамический) подход, основан на динамических процессах в тонком смазочном слое, в котором возникает избыточное давление, отождествляемое с контактными напряжениями в рабочих поверхностях, хотя трибоконтакт имеет три характерные области по направлению движения: сужающаяся или конфузорная область (КО), переходная область (ПО) и расширяющаяся или диффузорная область (ДО). При этом смазочная среда рассматривается, как ньютоновская однородная жидкость. Этот подход разработан О. Рейнольдсом, Н.П. Петровым, А.И. Петрусевичем и др. [1, 2] в основном на уровне теоретических описаний, которыми предусматривается безызносность ЭГД-контакта, что противоречит эксперименту. При этом адгезионно-деформационные взаимодействия между поверхностями не рассматриваются.

Второй подход, основанный на адгезионно-деформационной теории граничной смазки, является признанным в современной трибологии, экспериментально подтвержденным и развитым в работах Крагельского И.В., Боудена Ф. и др. [3, 4], а также отечественным ученым Костецким Б.И. и его школой (Голего Н.Л., Аксенов А.Ф., Шевеля В.В., Запорожец В.В., Дмитриченко Н.Ф. и др.) [5–7]. В рамках этого подхода граничный слой рассматривается, как «третье тело», в котором давление, отождествляемое с герцевскими контактными напряжениями, всегда выше давления окружающей среды. При этом какие-либо динамические процессы в граничном слое не учитываются, что не позволяет объяснить наличие в нем кавитации и термоэффекта, описать кинетику адгезионно-деформационного взаимодействия поверхностей, определить условия и области его локализации, обосновать механизм образования и распределения продуктов изнашивания в контактной области и другие эффекты. Это ограничивает установление взаимосвязи неоднозначных сложных динамических процессов в граничных слоях с адгезионно-деформационным взаимодействием поверхностей, что не позволяет управлять трибологическим поведением трибоконтакта.

Цель исследования. Получить экспериментальные закономерности для подтверждения взаимосвязи процессов адгезионного изнашивания поверхностей трения с динамическими процессами в граничных слоях смазки.

Методика исследования. Исследование процессов трения в условиях граничной смазки потребовало использования специального оборудования, которое было разработано и изготовлено в лаборатории нанотриботехнологий НАУ в виде прибора трения скольжения с линейным контактом АСК-01 [8]. В приборе трения модель подшипника реализовывала плоская поверхность неподвижного образца (рис. 1, а), а модель вала – образец в виде цилиндрического ролика (диаметр – 33 мм, ширина рабочей поверхности образующей цилиндр – 3 мм). Материал пары трения – сталь ШХ-5, HRC 59...63.

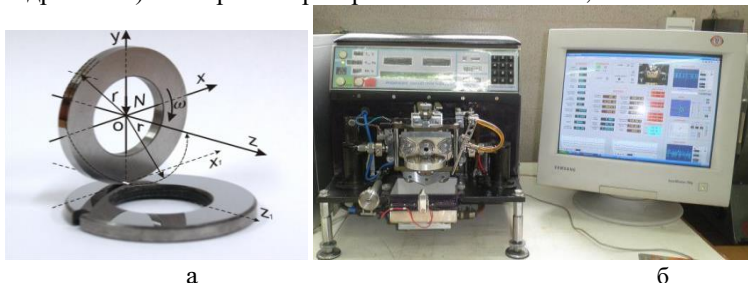


Рис. 1 – Схема модельной трибосистемы с постоянным мгновенным линейным контактом (а) и внешний вид машины трения АСК-01 (б)

В приборе АСК-01 (рис. 1, б) обеспечивается постоянство линейного мгновенного контакта и равномерность распределения контактных напряжений благодаря использованию системы самоустанавливания контакта (рис. 1, а). Это достигнуто тем, что оси вращения модельного подшипника OZ и OX пересекают ось вращения модельного вала OZ в его центре масс по оси действия осевой нагрузки OY.

Для обеспечения корректности измерений проведенных трибологических исследований использовался разработанный и изготовленный лазерный сканирующий дифференциально-фазовый микроскоп-профилометр ЛСДФМП с чувствительностью по профилю 1нм [9], а также растровый электронный микроскоп РЭМ-106И.

В качестве испытуемых сред использовали горюче-смазочные материалы различных классов: авиакеросины (ТС-1, РТ), моторные минеральные (МС-20, ГАЛЮЛ М-4042, МК-8) синтетические масла

(диалкилбензолное, ИПМ-10) вакуумные масла (ВМ-6, ВМ-4), гидравлические масла (АМГ-10, ИПП 18), холодильное масло ХФ 12-16 и др. Трибологические испытания проводились в широком диапазоне нагрузочно-скоростных параметров. Начальные контактные напряжения создавались для низкомолекулярных углеводородных сред - 1000 МПа, а для масел от 2000 до 2500 МПа. Линейная скорость скольжения варьировалась от 0,04 м/с до 2м/с. Шероховатость рабочих поверхностей модельных вала и плоского подшипника создавалась путем их последовательного полирования алмазными пастами до уровня параметра $Ra < 20$ нм, что контролировалось ЛСДФМП. Измерения профилей износа дорожек трения производились контактным профилографом-профилометром «Калибр М201» и бесконтактным ЛСДФМП.

Результаты исследований. На рис. 2-3 представлены экспериментальные закономерности изнашивания и адгезионного взаимодействия поверхностей после трения симметричной системы, которые не имеют однозначного объяснения с позиций известных теорий трибологии.

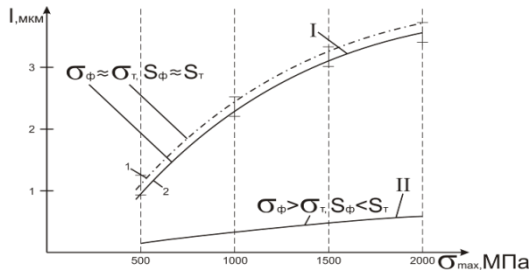


Рис. 2 – Зависимость износа I от от начальных максимальных контактных напряжений σ_{max} (1 – теоретическая, 2 – экспериментальная) при разных мгновенных фактических контактных напряжениях σ_{ϕ} относительно теоретических σ_{τ} с учетом фактической площади контакта S_{ϕ} и теоретической S_{τ} . Скорость скольжения 0,3 м/с

Однако эти закономерности могут быть описаны с позиций упорядоченных микротечений упругодеформированных граничных слоев смазки, обуславливающих градиенты давлений в конфузурной и диффузурной областях трибоконтакта [10].

На рис. 2 представлены изменения износа от осевой нагрузки модельной трибосистемы скольжения при реализации постоянного (I)

и подвижного контакта (II). В первом случае фактическая мгновенная площадь контакта приблизительно соответствует теоретической и сам контакт при вращении модельного вала практически не нарушается.

Представленная зависимость (I) соответствует традиционным представлениям об увеличении износа с ростом контактных напряжений (пунктир I). Однако при подвижном контакте, вызванном осевыми отклонениями поверхности образующей цилиндр модельного вала, фактическая площадь контакта при постоянной нагрузке существенно (в разы) меньше теоретической. Следовательно, мгновенные напряжения поверхностей – больше расчетных, что объясняется осевой подвижностью контактирующих участков в пределах контурной площади. При этом интенсивность изнашивания существенно уменьшается (II). После реализации полного контакта на приборе АСК–01, когда мгновенная площадь контакта близка к теоретической и фактические контактные напряжения существенно меньше, чем в предыдущем случае, интенсивность изнашивания при прочих равных условиях нагружения возрастала, несмотря на меньшие значения фактических контактных напряжений, обеспечиваемых системой самоцентрирования (рис. 1, а). Увеличение износостойкости при повышении мгновенных контактных напряжений (рис. 2, II) можно объяснить динамическими процессами в граничных слоях, а именно, их торцевыми микроперетеканиями из реверсивно смещающейся конфузорной области в диффузорную в осевом направлении. Эта закономерность справедлива для масел различных классов и особенно ярко проявляется в синтетических маслах (ИПМ–10).

Рабочая поверхность трения в контактной диффузорной области характеризуются признаками адгезии (вырывы, каверны, кратеры, рис. 3, а), которые всегда отсутствуют в конфузорной области. Профилограммы дорожек износа (рис. 3, б) носят явно асимметричный характер относительно оси пересечения максимальной глубины профиля, перпендикулярной плоской поверхности. Симметрия профилей (рис. 3, б) нарушается вследствие адгезионного разрушения поверхности подшипника в диффузорной области (ДО) контакта. Адгезионное взаимодействие поверхностей в диффузорной области трибоконтакта может быть вызвано понижением в граничных слоях давления ниже давления окружающей среды. Такое разрежение в граничных слоях приводит к их десорбции и дополнительному сжатию поверхностей, инициируя их схватывание.

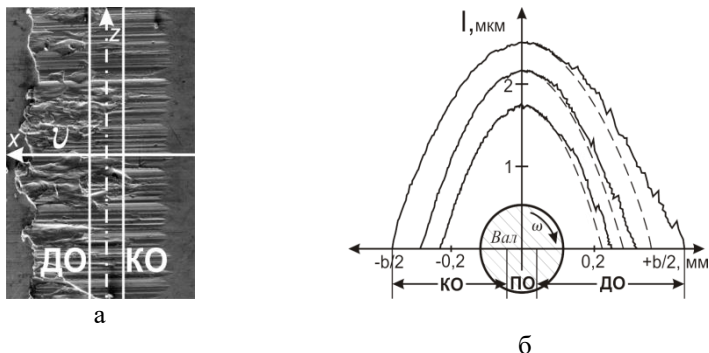


Рис. 3 – Адгезионное взаимодействие материалов поверхностей в диффузорной области (а) и асимметрия профилей изношенных дорожек скольжения (б)

На рис. 3, б показана фактическая асимметрия профилограмм дорожек скольжения, образованных на поверхности модельного подшипника после трения теоретически симметричного линейного трибоконтакта. Нарушение симметрии связано с образованием адгезионных локальных взаимодействий, в виде всплесков величины износа в диффузорной области контакта.

Полученные экспериментальные закономерности подтверждают предложенную гипотезу о взаимосвязи процессов адгезионного изнашивания поверхностей трения с возникающими динамическими процессами в граничных слоях смазки.

На основе полученных экспериментальных эффектов, которые не имеют своего однозначного объяснения с позиций известных теорий трибологии и наблюдений за течениями, возникающими в контактной области, выдвинута гипотеза о протекании в трибоконтакте скольжения двух разнознаковых процессов в граничных смазочных слоях.

Выводы

1. Повышение износостойкости трибосистем с ростом мгновенных контактных напряжений, асимметрия изношенных дорожек скольжения, возникновение первичных узлов адгезионного взаимодействия в ДО и оседание продуктов изнашивания в области, близкой к КО, может быть результатом возникновения контактных микротечений граничных слоев.

2. Установлено, что первичное адгезионное взаимодействие поверхностей трения возникает в диффузорной области трибоконтакта. Исследован десорбционно-адгезионный механизм изнашивания при

трении в условиях граничной смазки, заключающийся в адгезии поверхностей в диффузорной области (ДО) контакта, вырывом и поступлении вместе с валом первичных частиц износа в конфузорную область (КО), которые осуществляют микрорезание поверхности в этой области с последующим скалыванием вершин адгезионных «наростов», переходящих в продукты износа.

Литература

1. Петров Н.П. Трение в машинах и влияние на него смазывающей жидкости. Инж. журн., т. 27, №1, №2, 227; №3, 337; №4, 535, 1883. Отдельное издание, СПб, 1881. – 212 с.

2. Петрусевич А.И. Основные выводы из контактно-гидродинамической теории смазки. – Известия АН СССР, ОТН, 1951, №2. – С. 209–216.

3. Крагельский И. В. Основы расчетов на терение и износ / И. В. Крагельский, М. Н. Добычин, В. С. Комбалов. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.

4. Боуден Ф. П. Трение и смазка твердых тел / Ф. П. Боуден, Д. Тейбор. – М.: Машиностроение, 1968. – 543 с.

5. Костецкий Б. И. Износостойкость деталей машин / Б. И. Костецкий. – М.; К: Машгиз, 1950. – 168 с.

6. Шевеля В. В. Трибохимия и реология износостойкости: монография / В. В. Шевеля, В. П. Олександренко. – Хмельницкий: ХНУ, 2006. – 278 с.

7. Дмитриченко Н.Ф. Эластогидродинамика. – Львов: Изд-во Национального университета «Львовская политехника», 2000. – 224 с.

8. Стельмах А.У. Способ определения противоизносных и (или) антифрикционных свойств трибосистемы с одним линейным контактом постоянной протяженности и устройство для его осуществления / Кияшко С.Н., Стельмах А.У., Костюник Р.Е., Терновая Т.В., Сидоренко А.Ю. // Патент РФ на изобретение № 2279660. Заявлено 30.09.04; опубл. 10.07.06. Бюл. № 19.– 10 с.

9. Способ дифференциально-фазовой профилометрии и/или профилографии и устройство для его реализации / Кияшко С.Н., Смирнов Е.Н., Ильченко Л.Н., Коленов С.А., Стельмах А.У. // Патент на изобретение №2001116525. – 2001.

10. Стельмах О.У. Компресійно-вакуумна складова сили тертя в умовах граничного змащування // Вісник НАУ. – 2008. – №4. – С. 50–57.

Рецензент д.т.н., проф. Е.А. Налобина

УДК 631.362.2

© Р.В. Кісільов, к.т.н.; П.Г. Лузан, к.т.н.; Т.П. Шепілова, к.с.-г.н.;
Ю.В. Мачок, к.т.н
Кіровоградський національний технічний університет

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДИНАМІЧНОЇ СИСТЕМИ СИЛОВОЇ ВЗАЄМОДІЇ ЛОПАТЕЙ ЗМІШУВАЧА З МОНОЛІТОМ СУМІШІ

З огляду на існуючі недоліки в роботі традиційних змішувачів колективом кафедри сільськогосподарського машинобудування КНТУ створена нова конструкція двоступеневого комбінованого стрічково-лопатевого змішувача. Попередні теоретичні та експериментальні дослідження підтвердили ефективність застосування запропонованого змішувача. В статті розроблено математичну модель динамічної системи силової взаємодії лопатей з монолітом суміші для визначення потужності приводу мішалки в залежності від конструктивно-кінематичних параметрів та фізико-механічних властивостей суміші.

ЗМІШУВАННЯ, ЛОПАТЕВА МІШАЛКА, КОРМОВА СУМІШ, ОДНОРІДНІСТЬ СУМІШІ, МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ, ПОТУЖНІСТЬ, ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ.

Постановка проблеми. За останні роки в європейських країнах, в тому числі й Україні прийняті підвищені вимоги до якості виробництва молока і яловичини та продуктів їх переробки. Стосовно України це вимагає кардинального прискорення впровадження інтенсивних технологій у процеси, які безпосередньо пов'язані з якістю тваринницької продукції, зокрема і підготовки кормів до згодовування та приготування збалансованих і повноцінних кормових сумішей із використанням збагачувальних компонентів, необхідних вітамінів, ферментів, біостимуляторів, транквілізаторів, лікувально-профілактичних препаратів, сучасної техніки нового покоління та комплексної механізації і автоматизації процесів їх приготування [1, 2].

Змішування кормів є обов'язковою і найважливішою складовою ланкою в процесі приготування збалансованих кормових сумішей, задача якої – одержання встановлених кондицій за однорідністю, структурою, фізико-механічними властивостями і суворо встановленою кількістю кожного компонента за рецептом згідно зоотехнічних вимог. Порушення співвідношення кормів у суміші призводить до зниження або підвищення поживності готового

корму, а в кінцевому рахунку до перевитрат кормів і недобору продукції [1, 3].

Саме тому пошук нових технологічних можливостей якісного змішування кормів із мінімальними енергетичними витратами є актуальною науковою задачею.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Як показав аналіз робіт Мельнікова С.В., Кукти Г.М., Жевлакова П.К., Дмитрієва А.М. та інших, одним із перспективних напрямків підвищення ефективності змішування кормів є створення нових технічних засобів, робота яких здійснюється на основі комбінування та оптимізації виконання технологічних операцій [4, 5, 6].

Теоретичні дослідження фізико-механічних сторін процесу змішування кормів і математичне моделювання властивостей складних сипучих матеріалів в достатній мірі розвинуті в роботах Зенкова Р.Р., Новікова А.М., Богомятких В.А., Гячева Г.Л. та ін. [4, 6, 7, 8]. Існуючі математичні моделі сипучих матеріалів відображають майже всі властивості, які характерні для ідеальних властивостей тіл, але вони не відповідають умовам реальних властивостей сипучих зв'язаних і вологих матеріалів. Панченко А.М. довів, що реальні суміші більш складні і мають особливі відмінності властивостей за рахунок наявності питомого зчеплення часток матеріалів і їх треба враховувати для більш точного забезпечення розрахунків і керування конструктивними і технологічними параметрами робочих органів [9].

Мета дослідження. Розробити математичну модель динамічної системи силової взаємодії лопатей із монолітом суміші для визначення потужності приводу мішалки в залежності від конструктивно-кінематичних параметрів та фізико-механічних властивостей суміші.

Результати дослідження. Для усунення недоліків у роботі традиційних змішувачів колективом кафедри сільськогосподарського машинобудування КНТУ створена нова конструкція двоступеневого комбінованого стрічково-лопатевого змішувача, випробування якого підтвердили його високу ефективність [10, 11].

Для визначення сил опору перемішування і потужності приводу двоступеневого одновалного змішувача примусової дії (рис. 1) була розроблена математична модель динамічної системи силової взаємодії периферійних гвинтових (перша секція) і плоских (друга секція) похилих лопатей з монолітом суміші, а також радіальних пальців для розпушування суміші, вертикальних стійок і горизонтальних опор для комплексного визначення потужності

привода мішалки в залежності від конструктивно-технологічних параметрів та фізико-механічних властивостей суміші [12].

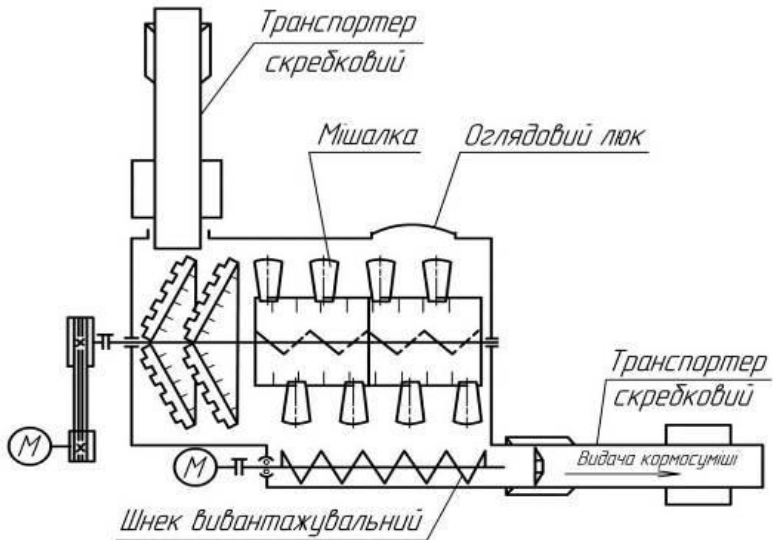


Рис. 1 – Технологічна схема експериментального комбінованого стрічково-лопатевого змішувача кормів

Теоретичні дослідження роботи запропонованого змішувача кормів виявили, що корпус змішувача заповнюється пошарово кормами до 0,6...0,8 від повної геометричної ємності. Тому в процесі змішування не всі периферійні гвинтові і похилі плоскі лопаті з радіальними пальцями, вертикальними стійками та горизонтальними опорами повністю занурюються у кормову суміш на повну глибину.

Коли лопаті занурені у кормову суміш, діє рівнодіюча сила R всіх опорів, яка відхиляється від нормалі N на кут зовнішнього тертя φ_2 . Для подолання цієї сили прикладається направлене зусилля P і виникає сила тертя $F_{тер.}$, яку розкладаємо на $F_{тер.p}$ і $F_{тер.o}$ за напрямленням кругової $\vartheta_p = \omega R_{сер.}$ і осьової $\vartheta_{oc} = \vartheta_p \cos \alpha \sin \alpha$ швидкостей руху суміші (рис. 2). При недозавантаженні бункера і обертанні лопатей глибина занурення є перемінною величиною. Нормальна складова сил опору P_n визначається за формулою:

$$P_n = 9,81 \cdot \gamma \cdot h_{сер} \cdot F_{лб} \cdot tg^2 \left(45^\circ + \frac{\Phi_1}{2} \right), \quad (1)$$

де γ – об’ємна вага кормосуміші, $кг/м^3$; $h_{сер}$ – середня глибина занурення лопаті, яка дорівнює половині найбільшої глибини, $м$; $F_{лб}$ – проекція площі зануреної лопаті за напрямком обертання, $м^2$; Φ_1 – кут внутрішнього тертя суміші, град.;

Отримані сумарні вектори за напрямком руху (кругові і осьові) визначаємо:

$$P_p = P'_n + F'_{тер.p} = P_n (\cos \alpha + f \cdot \sin \alpha), \quad (2)$$

$$P_o = P'_o - F'_{тер.o} = P_n (\sin \alpha - f \cdot \cos \alpha), \quad (3)$$

де α – кут нахилу лопаті до осі обертання вала мішалки, град.; f – коефіцієнт зовнішнього тертя суміші по лопаті.

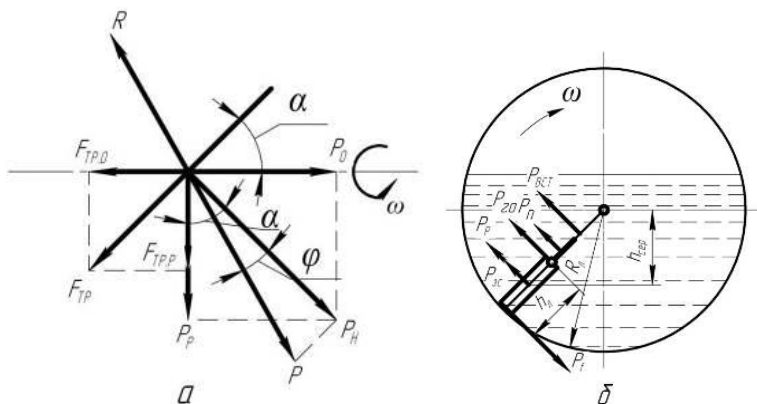


Рис. 2 – Розрахункова схема лопатевого змішувача: а – осьова площина; б – радіальна площина

Сила тертя кормової суміші по внутрішній поверхні корпуса складає:

$$F_{тер.к} = \frac{K_s \cdot \pi \cdot D^2 \cdot \gamma \cdot L \cdot f \cdot g}{4}, \quad (4)$$

де K_s – коефіцієнт заповнення бункера змішувача ($K_s = 0,6...0,8$); D – зовнішній діаметр мішалки, $м$; L – довжина бункера, $м$; f – коефіцієнт зовнішнього тертя суміші по внутрішній поверхні бункера.

Сила зсуву суміші однієї лопаті з лобовою поверхнею $F_{лб}$ визначається за формулою:

$$P_{зс} = F_{лб} \cdot \tau_3, \quad (5)$$

де τ_3 – питомий опір зсуву, Па;

Повні витрати потужності на перемішування суміші будуть дорівнювати:

$$N = N_{1z} + N_{2пл} + N_{3f} + N_{4n} + N_{5сc} + N_{6zo} + N_{7зз} + N_{8зпл}, \quad (6)$$

де $N_{1z} (N_{2пл}) = \frac{(P_p \vartheta_p + P_o \vartheta_o) z}{10^3}$ – відповідно, витрати потужності зануреними гвинтовими і плоскими лопатями;

$N_{3f} = \frac{F_{мер.к} \cdot \omega \cdot R_l}{10^3}$ – витрати потужності на тертя суміші по внутрішній поверхні корпуса;

$N_{4n} = \frac{P_n \cdot l_n \cdot d_n \cdot R_{сep.} \cdot z_n \cdot \omega}{10^3}$ – витрати потужності радіальними пальцями;

$N_{5сc} = \frac{P_{cm} \cdot l_{cm} \cdot d_{cm} \cdot \frac{R_{сep.}}{2} \cdot z_{cm} \cdot \omega}{10^3}$ – витрати потужності вертикальними стійками мішалки;

$N_{6zo} = \frac{P_{zo} \cdot l_{zo} \cdot d_{zo} \cdot R_{сep.zo} \cdot z_{zo} \cdot \omega}{10^3}$ – витрати потужності

горизонтальними опорами плоских лопатей;

$N_{7зз} (N_{8зпл}) = \frac{F_{лб} \cdot \tau_3 \cdot z \cdot \omega R_{сep.}}{10^3}$ – відповідно, витрати потужності на зсув суміші гвинтовими і плоскими лопатями.

Після підставлення значень сил опору в рівняння (6) отримаємо:

$$N = \frac{(P_p \vartheta_p + P_o \vartheta_o) z_z}{10^3} + \frac{(P_p \vartheta_p + P_o \vartheta_o) z_{пл}}{10^3} + \frac{K_3 \cdot \pi D^2 \cdot \gamma \cdot L \cdot f \cdot g \cdot \omega R_l}{4 \cdot 10^3} + \frac{P_n \cdot l_n \cdot d_n \cdot R_{сep.} \cdot z_n \cdot \omega}{10^3} +$$

$$\begin{aligned}
 & + \frac{P_{cm} \cdot l_{cm} \cdot d_{cm} \cdot \frac{R_{cep.}}{2} \cdot z_{cm} \cdot \omega}{10^3} + \frac{P_{zo} \cdot l_{zo} \cdot d_{zo} \cdot R_{cep.} \cdot z_{zo} \cdot \omega}{10^3} + \\
 & + \frac{F_{лб.з} \cdot \tau_z \cdot z_z \cdot \omega R_{cep.}}{10^3} + \frac{F_{лб.пл} \cdot \tau_z \cdot z_{пл} \cdot \omega R_{cep.}}{10^3}, \text{ кВт.}
 \end{aligned}$$

(7)

Висновки. За результатами проведених теоретичних розрахунків визначені сили опору перемішування і необхідні витрати потужності для їх подолання однофазним комбінованим стрічково-лопатевим змішувачем періодичної дії. Розрахункові теоретичні і експериментальні порівняльні дані потужності на привод мішалки не перевищують 5%, що свідчить про достатньо високу надійність розробленої розрахункової математичної моделі взаємодії лопатей запропонованого змішувача кормів періодичної дії.

Література

1. Вертійчук А.І. Технологія виробництва продукції тваринництва / А.І. Вертійчук, М.І. Маценко. – К.: Урожай, 1995. – 376 с.
2. Бей Н.О. Удосконалення організаційно-економічного механізму підвищення конкурентоспроможності продукції скотарства / Н.О. Бей // Економіка АПК. – 2002. – № 1. – С. 103–107.
3. Кисилев Р.В. Исследование влияния параметров смесителя на показатели качества приготовления кормов / Р.В. Кисилев, К.Д. Матвеев, П.Г. Лузан, С.Н. Лещенко // MOTROL. COMMISSION OF MOTORIZATION AND ENERGETICS IN AGRICULTURE. LUBLIN – RZESZOW, 2013. – Vol. 15. – No. 2. – P. 51–57.
4. Мельников С.В. Технологическое оборудование животноводческих ферм и комплексов / С.В. Мельников. – М.: Агропромиздат, 1985. – 640 с.
5. Кукта Г.М. Машины и оборудование для приготовления кормов / Г.М. Кукта. – М.: Агропромиздат, 1987. – 304 с.
6. Дмитриев А.М. Оптимизация процесса смешивания кормовых материалов / А.М. Дмитриев, Е.Н. Михасенок, А.Д. Селезнев // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1975. – №8. – С. 189–212.
7. Богомягких В.А. Теория и расчет бункеров для зернистых материалов / В.А. Богомягких. – Ростов-на-Дону: РГУ, 1973. – 152 с.
8. Гячев Л.В. Движения сыпучих материалов в трубах и бункерах / Л.В. Гячев. – М.: Машиностроение, 1968. – 215 с.

9. Панченко А.Н. Повышение работоспособности бункеров послыоного распределения сыпучих материалов сельскохозяйственных и мелиоративных машин: Учебное пособие / А.Н. Панченко. – Днепропетровск: РВЛ ДАУ, 1995. – 52 с.

10. Пат. 63424 Україна, МПК А23 N17/00. Комбінований стрічково-лопатовий змішувач кормів / Матвеев К.Д., Ліпкан А.В., Лузан П.Г., Кісільов Р.В. та ін. (Україна); заявник та патентовласник Кіровоградський національний технічний університет. – №201102704; заявл. 09.03.11; опубл. 10.10.11, Бюл. №19.

11. Кісільов Р.В. Результати експериментальних досліджень приготування повноцінної кормосуміші для ВРХ вдосконаленим лопатовим змішувачем кормів / Р.В. Кісільов, К.Д. Матвеев, П.Г. Лузан, С.М. Лещенко // Науковий вісник Луганського національного аграрного університету. – Серія: Технічні науки №41 – Луганськ: ЛНАУ, 2012. – С. 119–127.

12. Кісільов Р.В. Теоретичні дослідження процесу змішування кормів стрічково-лопатовим змішувачем / Р.В. Кісільов // Техніка в сільськогос-подарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: Зб. наук. праць. – Вип. 24. Ч. I. – Кіровоград: КНТУ, 2011. – С. 167–175.

Рецензент д.т.н. В.М. Сало

УДК 633.521

© И.Э. Миневич, к.т.н.; Л.Л. Осипова; В.А. Зубцов, д.мед.н.
Всероссийский научно-исследовательский институт механизации
льноводства Россельхозакадемии

ОЦЕНКА СОУСОВ С ЛЬНЯНОЙ МУКОЙ ПРОФИЛЬНЫМ МЕТОДОМ СЕНСОРНОГО АНАЛИЗА

В статье приведены результаты оценки соусов с льняной мукой методом сенсорного анализа. Представлены профилограммы качества и комплексные показатели соусов с льняной мукой.

ЛЬНЯНАЯ МУКА, ЭМУЛЬСИОННЫЕ СОУСЫ, СЕНСОРНЫЙ АНАЛИЗ, ПРОФИЛОГРАММЫ КАЧЕСТВА.

Постановка проблемы. В настоящее время одной из наиболее важных составляющих оценки качества продуктов питания является

сенсорная оценка [1–6]. В ряду различных методов сенсорного анализа наиболее информативным и в тоже время сложным является описательный, а именно, профильный метод. Суть профильного метода состоит в том, что сложное понятие каждого из сенсорных показателей продукта (вкус, цвет, запах, консистенция) раскладывается на систему простых составляющих – дескрипторов, которые оцениваются дегустаторами по заданным шкалам.

Анализ последних исследований и публикаций. При использовании профильного метода сенсорной оценки должна быть выбрана система дескрипторов по каждому показателю качества и разработана система оценок для каждого дескриптора, в соответствии с которыми проводится непосредственно сенсорная оценка продукта. Выбор системы дескрипторов показателей качества методологически заложено в ISO 11035 “Identification and selection of descriptors for establishing a sensory profile by a multidimensional approach” [1–6].

Цель исследования – определить качества соусов с льняной мукой профильным методом сенсорного анализа.

Результаты исследования. В качестве объектов исследования были использованы: льняная мука (ТУ 9290-001-47022121-08) микронизированная в лабораторных условиях, пищевые растительные масла, вода питьевая, специи, пряности, горчица, уксусная и лимонная кислоты, орехи, овощные наполнители.

Основой для разработки соусов с льняной мукой была выбрана классическая рецептура эмульсионного соуса майонез № 884 [1]. Рецептура была унифицирована путем замены яиц льняной мукой. Такая замена не снижает биологическую ценность целевого продукта, так как аминокислотный состав белкового комплекса льняной муки не уступает аминокислотному составу яичных белков [3, 4]. Рецептура соусов с льняной мукой «Будь здоров» представлена в таблице 1. В зависимости от используемых пряно-ароматических добавок разработаны соусы: основной, белково-ореховый, острый.

Соусы готовили по технологии, описанной в [5]. Оценка отдельных показателей качества служит основой для расчета комплексного показателя продукта (Q). Для более объективной оценки продукта вводят коэффициент весомости единичных показателей. Коэффициенты весомости выражают доленое участие признака в формировании качества продукта и служат множителями при расчете комплексного показателя. Для пищевых продуктов наиболее важными показателями являются вкус, запах и консистенция. Вкусоароматическим показателям отводят до 40–60% общего количества баллов, консистенции – 20–25%. Сумма коэффициентов

должна быть равной 20, чтобы 5-балловые шкалы при любом количестве показателей трансформировались в 100-балловые и комплексные показатели можно было воспринимать в процентах от оптимального качества. Для оценки качества соусов на основе льняной муки методом экспертной оценки выбраны коэффициенты весомости показателей качества, представленные в табл. 2.

Таблица 1 – Рецептúra соусов с льняной мукой «Будь здоров» (в г на 1000 г продукта)

Ингредиенты	Основной	Белково-ореховый	Острый
Вода питьевая	577	484	469
Масло растительное	250	250	250
Орехи молотые	-	100	-
Томат-паста	-	-	100
Мука льняная	50	40	40
Горчица	50	50	60
Уксусная (лимонная) кислота	40	40	40
Чеснок свежий, измельченный	14	14	14
Сахарный песок	10	10	10
Соль	3	3	3
Перец черный молотый	3	3	5
Куркума молотая	3	3	3
Имбирь молотый	3	3	3
Красный жгучий перец	-	-	3

Таблица 2 – Коэффициенты весомости единичных показателей качества для соусов с льняной мукой

Показатель качества	Коэффициент весомости
Вкус	8
Консистенция	4
Общее впечатление	4
Запах	2
Цвет	2

Средние арифметические значения единичных показателей качества (в баллах) оценивали по формуле [5]:

$$\bar{X} = \sum_{i=1}^n x_i / n,$$

где $\sum_{i=1}^n x_i$ – сумма оценок дегустаторов (15 человек) по единичному показателю каждого образца; n – число дегустаторов.

Комплексный показатель качества Q представляет собой сумму оценок единичных показателей и определяется так:

$$Q = \sum_{i=1}^n \bar{x}_i \cdot k_i,$$

где \bar{x}_i – усредненные оценки единичных показателей качества, баллы; k_1, \dots, k_n – соответствующие коэффициенты весомости единичных показателей; n – число единичных показателей.

На основании количественных оценок дескрипторов для разработанных соусов были определены профилограммы качества, представленные на рисунке.

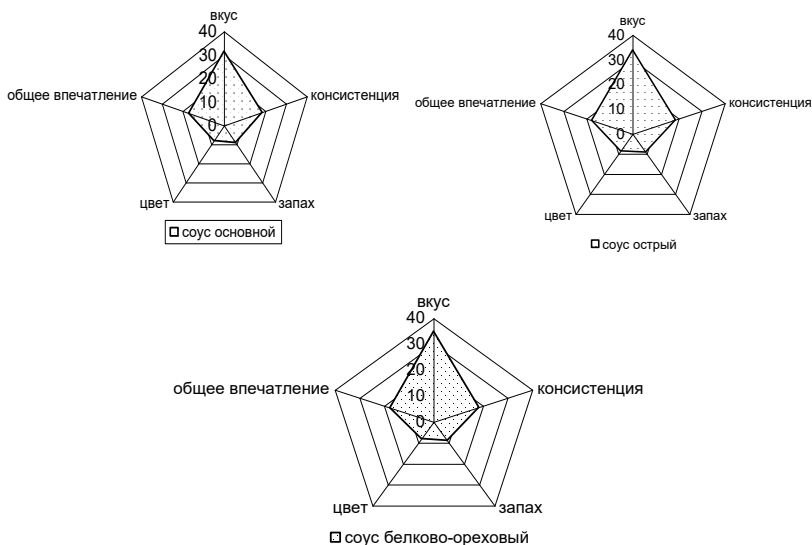


Рис. – Профилограммы качества соусов с льняной мукой

Комплексные показатели разработанных соусов превышают 80%, что является хорошим показателем уровня качества нового эмульсионного продукта (табл. 3).

Таблица 3 – Комплексные показатели соусов с льняной мукой

Показатель	Соус основной	Соус белково-ореховый	Соус острый
Комплексный показатель Q	83,93	87,76	87,80

Пищевая ценность разработанных продуктов определяется полноценным, хорошо усвояемым льняным белком, а также оптимальным жирнокислотным составом за счет использования смеси растительных масел.

Выводы. Льняная мука положительно влияет на текстуру продукта, имеет оригинальный ореховый вкус, легко сочетается с рецептурными компонентами, позволяет разработать рецептуры новых жировых эмульсионных продуктов без компромиссов во вкусе, практически не изменяет технологический процесс приготовления соусов и майонезов. Разработанные соусы рекомендуется использовать для массового питания как приправы к холодным блюдам в рационах различных категорий потребителей.

Литература

1. Сборник рецептов блюд и кулинарных изделий для предприятий общественного питания. – М.: Экономика, 1981. – 205 с.
2. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов / Хайлис Г.А. – К.: УААН, 2002. – 374 с.
3. Цыганова Т.Б., Миневич И.Э., Зубцов В.А., Осипова Л.Л. Пищевая ценность семян льна и перспективные направления их переработки. – Калуга: Эйдос, 2010. – 124 с.
4. Скурихин И.М., Тутельян В.А. Таблицы химического состава и калорийности российских продуктов питания: Справочник. – М.: ДеЛи Принт, 2007. – 276 с.
5. Потапова И.И., Корнеева Н.В. Соусы: Учебное пособие. – М.: Академия, 2009. – 64 с.
6. Родина Т.Г., Вукс Г.А. Дегустационный анализ продуктов. – М.: Колос, 1994. – 192 с.

Рецензент д.т.н., проф. М.М. Ковалёв

УДК 677.021

© О.О. Налобіна, д.т.н.

Національний університет водного господарства та природокористування

А.В. Шимко

Луцький національний технічний університет

АНАЛІЗ РОЗВИТКУ ГАЛУЗІ КАРТОПЛЯРСТВА ТА ОГЛЯД КАРТОПЛЕЗБИРАЛЬНОЇ ТЕХНІКИ

У даній статті наведено результати аналізу розвитку галузі картоплярства в Україні та напрямків розвитку картоплезбиральної техніки.

Постановка проблеми. Картопля є одним з основних продуктів харчування для населення, а також широко використовують в якості корму для худоби та сировини для промисловості. Цінність цієї культури визначається вмістом у бульбах крохмалю, білка, вітамінів, амінокислот та мінеральних солей. І хоча Україна має сприятливі умови для високорентабельного вирощування картоплі, технологічна ефективність її виробництва порівняно з провідними виробниками Європи та світу залишається низькою. Ще й досі багато виробників використовують застарілі методи та техніку. Для успішного входження України в світовий економічний простір необхідно забезпечити перш за все конкурентоспроможність власної продукції, яка досягається при комплексній механізації технологічних процесів, зниженні витрат праці, збільшенні врожайності та якості одержуваної продукції.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Проблемами удосконалення картоплезбиральної техніки займалися такі вчені, як В.П. Горячкін [1], Г.Д. Петров [2], М.Є. Мацепура [3], А.С. Кушнар'ов [4] та багато інших.

Виконаний аналіз конструкцій та експлуатації картоплезбиральної техніки дозволив виявити ряд недоліків, а саме: нерівномірне завантаження елеватора по довжині, велика кількість пошкоджених бульб, неможливість адаптації картоплезбиральних машин до роботи на різних ґрунтах, неповне вилучення бульб картоплі з ґрунту.

Метою даної роботи є виконання аналізу конструкцій технічних засобів для збирання картоплі.

Результати дослідження. Україна займає провідне місце у світі по вирощуванню картоплі.

Динаміка виробництва картоплі господарствами України та врожайність на протязі 1990–2013 рр. подано на рис.1.

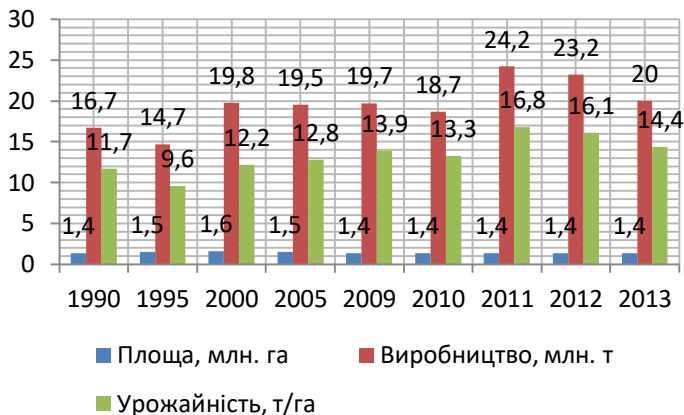


Рис. 1 – Динаміка розвитку виробництва картоплі в Україні

За обсягом споживання картоплі на одну особу першість тримають держави: Білорусь – 181 кг, Киргизстан –143 кг, Україна – 128–136 кг, Росія – 131 кг, Литва – 116 кг, Латвія – 114 кг, Казахстан – 103 кг. У той же час середньостатистичний мешканець США щорічно споживає лише 54 кг картоплі [5, 6].

Динаміка виробництва та споживання картоплі на 1 особу в Україні відображена на рис. 2

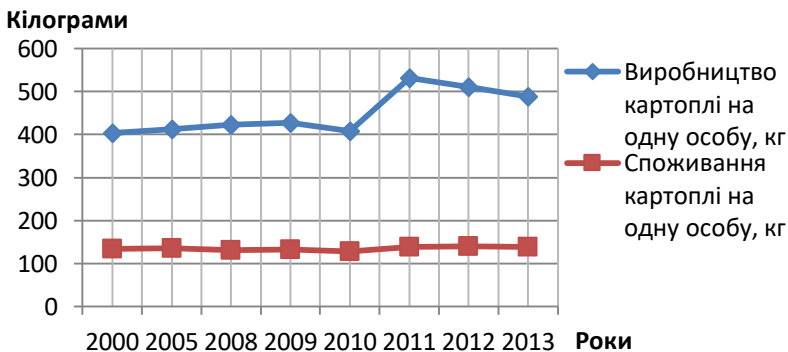


Рис. 2 – Виробництво та споживання картоплі на 1 особу, кг

Найбільші виробництва картоплі знаходяться в наступних областях: Волинська, Житомирська, Івано-Франківська, Львівська, Рівненська, Тернопільська і Чернігівська, а також у північних районах Вінницької, Київської, Сумської та Хмельницької областей, про що свідчать дані рис. 3. У цих областях доцільно максимально сконцентрувати виробництво картоплі і розмістити переробні підприємства та потужні картоплесховища з можливістю передпродажної обробки картоплі. Виробництво картоплі доцільно зосередити в господарствах із значними площами посадки [7].

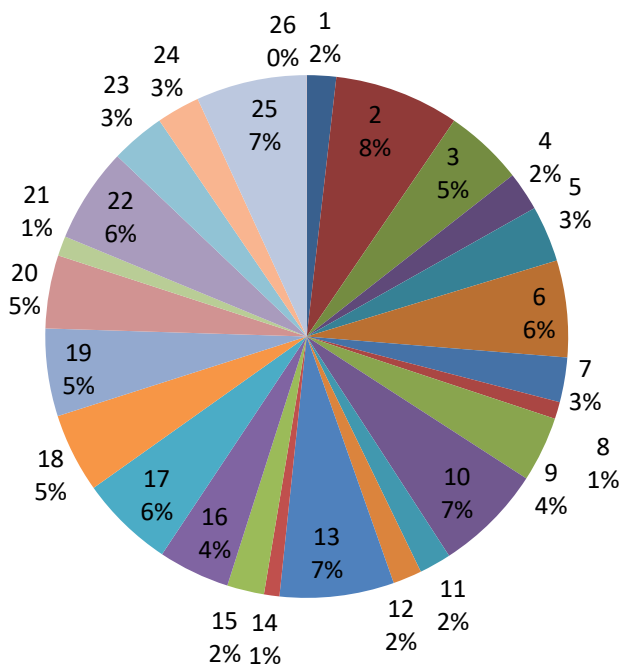


Рис. 3 – Виробництво картоплі за регіонами у 2013 році, тис. т.: 1 – АР Крим, 2 – Вінницька, 3 – Волинська, 4 – Дніпропетровська, 5 – Донецька, 6 – Житомирська, 7 – Закарпатська, 8 – Запорізька, 9 – Івано-Франківська, 10 - Київська, 11 – Кіровоградська, 12 – Луганська, 13 – Львівська, 14 – Миколаївська, 15 – Одеська, 16 – Полтавська, 17 – Рівненська, 18– Сумська, 19 – Тернопільська, 20 – Харківська, 21 – Херсонська, 22 – Хмельницька, 23 – Черкаська, 24 – Чернівецька, 25 – Чернігівська, 26 – Севастополь

У технологічному процесі виробництва коренебульбоплодів збирання картоплі є однією із трудомістких операцій. При механізованому збиранні збиральні машини мають забезпечити високі функціональні показники якості виконання технологічного процесу та своєчасного проведення всього комплексу збиральних робіт. Згідно із встановленими агротехнічними вимогами (ДСТУ 2258–93) машини для збирання бульб картоплі мають забезпечувати такі основні показники якості роботи [8]:

- 1) повнота зрізування бадилля картоплі має бути не менше ніж 80 %;
- 2) висота зрізування бадилля над поверхнею ґрунту або вершиною гребеня — не більш як 20 см;
- 3) втрати бульб — до 3 %;
- 4) засміченість бульб домішками — до 20 %;
- 5) пошкодження бульб — до 12 %, у тому числі різаних бульб — до 1 %.

Основними експортерами картоплезбиральної техніки в Україну є Польща, Білорусь, Росія, Китай та Німеччина.

Розподіл марок картоплекопачів та картоплезбиральних комбайнів за країнами-виробниками відображено на рис. 4.

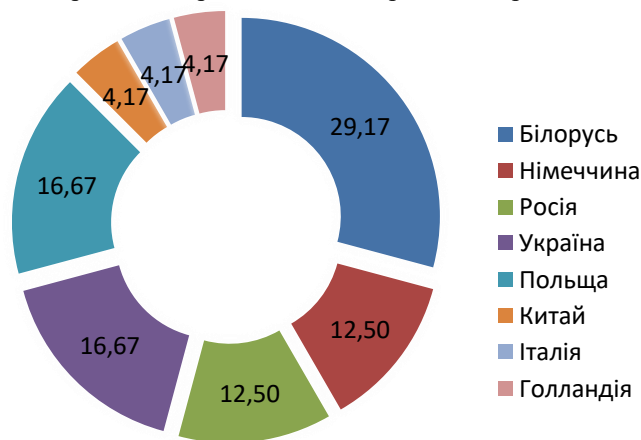


Рис.4 – Діаграма розподілу марок картоплекопачів та картопле-збиральних комбайнів за країнами-виробниками

Основні характеристики картоплезбиральної техніки, яка використовується в Україні, відображені в табл. 1.

Таблиця 1 – Картоплезбиральна техніка, яка використовується в Україні

Марка	Тип	Технічна характеристика		Країна-виробник
		Робоча ширина, м	Продуктивність, га/год	
КСТ-1,4; 1,4А	Картоплекопач	1,4	0,19-0,6	Білорусь
ПКК-2-05	Комбайн	1,8	0,84-1,0	Білорусь
КТН-1Б; КТН-2В	Картоплекопач	0,6-0,9; 1,4	0,3-0,4; 0,25-0,47	Білорусь
Л-651	Картоплекопач	0,6	0,45	Білорусь
КСТ-1,4А	Картоплекопач	1,4	0,19-0,6	Білорусь
Палесьє РТ22	Комбайн	1,4-1,8	0,28-1,0	Білорусь
ПКК-2-05	Комбайн	1,8	0,84-1,0	Білорусь
Lockwood 472Н; 473Н; 474Н	Комбайн	4; 6,4; 7,32	Не вказано виробником	Голландія
PD 1400	Картоплекопач	1,4	0,4-0,9	Італія
4UD-1	Картоплекопач	0,53	0,08-0,12	Китай
Grimme SE 75- 20	Комбайн	0,75	до 0,5	Німеччина
Grimme DR 1500	Комбайн	1,5	до 0,7	Німеччина
WM- Kartoffeltechnik 6500; 8500; 1733	Комбайн	Не вказано виробником	Не вказано виробником	Німеччина
Wega1600	Картоплекопач	1,6	0,5	Польща
Z-609 BOLMET	Картоплекопач	1,25-1,35	0,3-0,4	Польща
КП-1; КП-2 Krukowiak	Картоплекопач	0,625-0,675;	0,1; до 0,5	Польща
Z-653	Картоплекопач	1,4-1,5	до 0,5	Польща
КТН-2В	Картоплекопач	1,4	0,25-0,47	Росія
ККУ-2А	Комбайн	1,4	0,32-0,43	Росія
КПК-2-01	Комбайн	1,4	0,3-0,8	Росія
ККН -0,7; ККН -1,4	Картоплекопач	0,7; 1,4	0,15; 0,25-0,47	Україна
КН-1	Картоплекопач	0,62-0,75	до 0,2	Україна
КУМ-1	Картоплекопач	0,36	0,05-0,1	Україна
КВГ- 500	Картоплекопач	0,4	0,1-0,15	Україна

Картоплезбиральні машини класифікують за методом агрегування, типом основного сепаруючого органу і числом одночасно підкопуваних рядків.

За методом агрегування розрізняють чотири групи машин: причіпні, навісні на трактори, навісні на самохідні шасі і комбайни.

За типом основного сепаруючого органу: елеваторні, грохотні, барабанні та комбіновані.

За кількістю рядків, що збираються, картоплезбиральні машини бувають одно-, дво-, три- і чотирирядні.

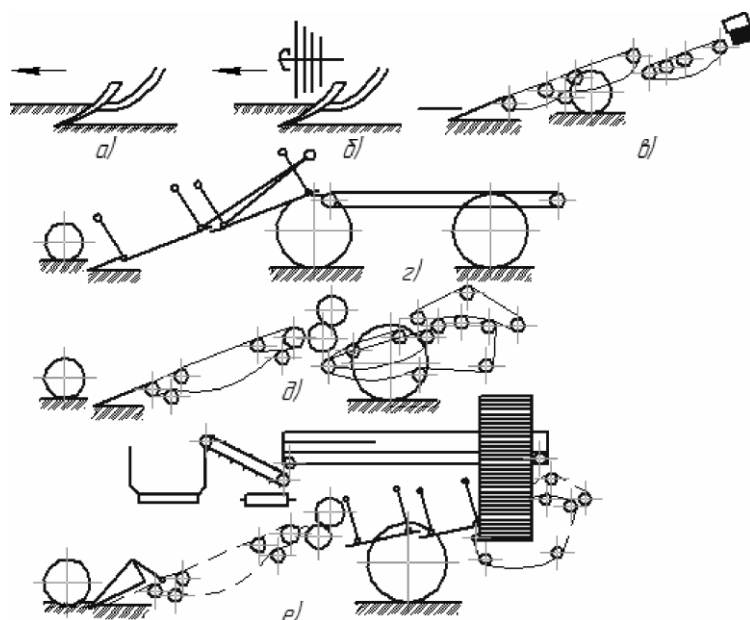


Рис. 5 – Схеми основних типів картоплезбиральних машин та знарядь: а – копачі, б – копачі швиряльного типу, в – картоплекопачі просівачого типу, г – картоплекопачі з причіпними сортувальними столами, д – картоплекопачі-валкоукладачі, е – картоплезбиральні комбайни

Найбільш простим засобом механізації збирання картоплі є копач швиряльного типу. Його недоліком є великі втрати (до 25% засипається ґрунтом) та високий ступінь пошкодження бульб. Значно поширенішими стали картоплезбиральні машини із сепараторами

просіюючого типу з прутковими елеваторами, грохотами або різноманітні їх поєднання.

Недоліком копачів кидального типу (рис. 5, б) є: велика кількість втрат бульб через засипання ґрунтом (близько 25 %); неможливість збирання бульб у тару чи бункер; підвищене пошкодження бульб.

Недоліком картоплекопачів прочісуючого типу (рис. 3, в) є достатньо великі габарити, недостатня якість очистки, яка залежить від якості ґрунту та великі затрати ручної праці на доочищення.

Картоплекопачі з причіпними сортувальними столами (рис. 5, г) можливо застосовувати лише при легких умовах збирання бульб картоплі. До переваг цих картоплекопачів можна віднести полегшення праці робітників та менше ушкодження бульб.

Картоплекопачі-валкоукладачі (рис. 5, д) дають можливість підвищити продуктивність праці робітників на підборі бульб, а також забезпечують двофазний комбайновий збір.

Використання картоплезбиральних комбайнів (рис. 5, е) на невеликих площах дрібних господарств економічно не вигідно [9].

Для потокового збирання картоплі на полях України використовують дво- і трирядні комбайни КПК-2 і КПК-3 виробництва Росії, які призначені для збирання картоплі, висадженої з міжряддям 70 см на легких і середніх ґрунтах, а також на важких перезволожених ґрунтах із попередньо зібраним бадиллям.

У світі протягом багатьох десятиріч формується парк нових, сучасних картоплезбиральних машин, які успішно працюють на полях України. Західноєвропейські фірми ІМАС (Італія), Grimme (Німеччина), Kverneland (Норвегія) та інші пропонують великий спектр причіпних і напівначіпних картоплекопачів, а також самохідні та причіпні картоплезбиральні комбайни. Для великих картоплесіючих господарств відома німецька фірма Holmer пропонує високопродуктивні самохідні картоплезбиральні комбайни з електронною системою контролю та оцінювання якості технологічного процесу.

В Україні широко представлена й техніка фірми Grimme: картоплекопачі RL1500 та картоплезбиральний комбайни (DR 1500, SE 75-55, SE 85-55, SE 150-60, SF 150, SF 170).

Виробники техніки для картоплярської галузі в останні роки прагнуть до створення універсальних машин, які оснащуються комплектом змінних робочих органів та характеризуються значним діапазоном швидкостей, за рахунок чого мають можливість до значних регулювань режимів роботи.

Висновок. Проведений аналіз основних параметрів картоплезбиральної техніки, яка використовується в господарствах України засвідчив, що найбільш перспективним напрямком створення нової або модернізації існуючої картоплезбиральної техніки є пошук конструктивних рішень, які дозволять створити універсальну машину з комплектом адаптерів.

Література

1. Горячкин В.П. Земледельческая механика/ В.П. Горячкин. – М.: Колос, 1965.
2. Петров Г. Д. Картофелеуборочные машины / Г.Д. Петров. – М.: Машиностроение, 1984. – 214 с.
3. Мацепуро М.Е. Технологические основы механизации уборки картофеля / М.Е. Мацепуро. – Минск, 1979, –79 с.
4. Кушнарев А.С. Механика почв: задачи и состояние / А.С. Кушнарев // Механизация и электрификация сельского хозяйства – 1987. – №3. – С. 9–13.
5. Офіційний сайт Міністерства аграрної політики та продовольства України . – Режим доступу: <http://www.minagro.gov.ua>.
6. Офіційний сайт Державного комітету статистики України. – Режим доступу: <http://www.ukrstat.gov.ua/>.
7. Статистичний збірник «Україна у цифрах». – К.: Державна служба статистики України, 2014. – 240 с.
8. Іванишин В.В. Ринок сільськогосподарської техніки в Україні / В.В. Іванишин, В.В. Погорілий // Науковий вісник НАУ. – К.: НАУ. – 2005, №80. – Част. 1. – С. 13–28.
9. Долгов И.А. Уборочные сельскохозяйственные машины (Конструкция, теория, расчёт: учебник) / И.А. Долгов. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2003. – 707 с.
10. Сільськогосподарські та меліоративні машини: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.О. Дубровін, Т.Д. Іщенко та ін.; За ред. Д.Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2004. – 544 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 621.82

© Ю.Б. Паладійчук, к.т.н., Ю.М. Тарасюк
Вінницький національний аграрний університет
В.З. Гудь, к.т.н., І.М. Шуст, О.М. Кирик
Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя

ТЕХНОЛОГІЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ПРОЕКТУВАННЯ ГВИНТОВИХ ЗАВАНТАЖУВАЧІВ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ

Запропоновані технологічні передумови проектування гвинтових завантажувачів сипких матеріалів, а також методу техніко-економічного обґрунтування гвинтових завантажувачів, що проводиться на основі їх порівняльного оцінювання з типовими представниками завантажувачів. Приведено аналітичні залежності для визначення основних параметрів гвинтових завантажувачів.

ТРАНСПОРТУВАННЯ, ГВИНТОВИЙ КОНВЕЄР, СИПКИЙ МАТЕРІАЛ.

Постанова проблеми. Транспортні гвинтові завантажувачі є невід'ємною частиною сучасного виробництва, складовою комплексної механізації та їх автоматизації. За їх допомогою здійснюється їх механізація значної кількості робіт і технологічних процесів. Збільшення продуктивності гвинтового завантаження та зниження динамічних ударів на робочі органи шляхом обґрунтування параметрів є важливою транспортною задачею. Розв'язання цієї задачі дозволить забезпечити більш рівномірне заповнення жолоба конвеєра, зменшення металоємності, енергоємності, ймовірності пошкодження сипкого матеріалу в процесі його переміщення.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Питанням створення нових конструкцій транспортно-технологічних механізмів і гвинтових завантажувачів сприяє подальшому розвитку виробництва та підвищенню продуктивності праці. До цих робіт відносяться праці Зенкова Р.Л. [1], Григор'єва А.М. [2], Іванченко Ф.К. [3], Гевко Б.М. [4], Рогатинський Р.М. [5] та інші. При цьому потребують подальших досліджень гвинтові завантажувачі з обґрунтуванням їх основних параметрів.

Мета дослідження - раціональний вибір конструкцій та параметрів гвинтових завантажувачів сипких матеріалів.

Нами розроблено 6 нових конструкцій гвинтових завантажувачів з покращеними техніко-економічними показниками, які

представленні в таблиці 1 і які забезпечують подальший розвиток виробництв та підвищення продуктивності праці.

Технологічний процес роботи гвинтових завантажувачів здійснюється наступним чином: обертовий рух передається від приводу на гнучкий гвинтовий робочий орган 1, горизонтальний вал 4 з гвинтовою спіраллю 5, вертикальний кожух 10 і вертикальною спіраллю 12 в зону завантаження 13.

Основним недоліком конструкції гвинтового завантажувача є те, що в зоні пересипу сипкого матеріалу з горизонтальної вітки до вертикальної чи нахиленої є несприятливі умови, які призводять до поріднення сипкого матеріалу і збільшення зусилля транспортування. Тому для покращення умов пересипу в цій зоні доцільно створювати спеціальну зону перевантаження 12.

Важливим параметром гвинтового завантажувача, який складається з двох віток – горизонтальної і нахиленої під кутом, є те, що продуктивність горизонтальної вітки на 5..10% є меншою від нахиленої для забезпечення нормальної роботи. При цьому, регулювання даного параметра доцільно проводити кругом гвинта, а не його діаметром.

Другим важливим елементом, який захищає гвинтовий завантажувач, а відповідно і транспортну систему від забивання, утворення і використання віброуючих пристроїв відомої конструкції. Ці проблеми пов'язанні з перезволоженням сипкого матеріалу.

Третій фактор стабільності гвинтового завантажувача є використання додаткових гнучких гвинтових завантажувачів, із метою збільшення зони їх завантаження, з використанням гнучких гвинтових завантажувачів і пересувних механізмів.

Четвертою вимогою гвинтових завантажувачів є те, що в зоні пересипу сипкого матеріалу доцільно встановлювати відповідні зони, з метою забезпечення якісної подачі сипкого матеріалу і стабільності технологічного процесу.

Об'єм зони перевантаження вибирають з умов площі добутку поперечного січення діаметра вертикального кожуха на висоту цієї зони, яка є більшою за зовнішнім діаметром горизонтального кожуха

$$V = (1,2...1,5)D \times S = (1,2...1,5) \times \frac{\pi D^2}{4}, \quad (1)$$

де D – діаметри горизонтального і вертикального кожуха.

Таблиця – Нові типи гвинтових завантажувачів сипких матеріалів

№ з/п	Схема	Назва
1		<p>Завантажувач гвинтового типу – однопоточковий горизонтально-нахилений ГЗ із гнучким гвинтовим робочим органом</p>
2		<p>Завантажувач-змішувач гвинтового типу – однопоточковий горизонтально-нахилений ГЗ із ГЗРО</p>
3		<p>Універсальний гвинтовий завантажувач – однопоточковий горизонтально-нахилений ГЗ з ГРО</p>

1	2	3
4		<p>Гвинтовий пересувний завантажувач змішувач із ГЗРО</p>
5		<p>Гвинтовий пересувний змішувач із зоною перевантаження – однопотоківий горизонтально-нахилений ГЗ із ГРО і пересувним механізмом</p>
6		<p>Завантажувач гвинтовий – однопотоківий горизонтально-нахилений ГЗ із ГРО</p>
<p>Позначення: 1 – гнучкий робочий орган; 2 – рама; 3 – горизонтальний кожух; 4 – горизонтальний вал; 5 – горизонтальна спіраль; 6 – рукоядка переустановлення гнучкого робочого органу; 7 – бункер; 8 – пульт керування; 9 – привід; 10 – вертикальний кожух; 11 – вертикальний вал; 12 – вертикальна спіраль; 13 – зона перевантаження, 14 – горизонтальна площадка</p>		

П'ята вимога полягає в тому, що горизонтальна завантажувальна секція гвинтового завантажувача встановлюється під кутом $2..5^\circ$ до горизонту в сторону подачі сипкого матеріалу, а вертикальний шнек виконати Т-подібної форми з паличкою зверху, причому співвідношення горизонтальної палички до вертикальної становить у межах $2..7$ мм, мінімальній величині вертикальної палички не менше $2..4$ мм.

Шоста вимога полягає в тому, що представлені конструкції можуть бути універсальними з використанням відповідних робочих органів для виконання різнотипних операцій, як наприклад на схемі 4 – гвинтовий завантажувач-змішувач.

Важливою умовою при виборі конвеєрів для універсальних перевантажувальних комплексів є встановлення області їх використання, зокрема щодо транспортування певного діапазону сипких вантажів. Оскільки, згідно з [6, 7], мінімальна межа енергоємності гвинтових конвеєрів визначається коефіцієнтом тертя вантажу до поверхні спіралі, то визначальною умовою при проектуванні конвеєра є його спроможність транспортувати вантаж із несприятливими властивостями. При цьому розглянуто найбільш несприятливе, з точки зору енергетичних затрат, є вертикальне розміщення гвинтового конвеєра.

Потужність транспортування вантажу гвинтовими конвеєрами, згідно з [1, 6, 7], визначають за залежністю:

$$N = \rho_{\Pi} g Q (W_L L + H) \quad (2)$$

чи для вертикальних шнеків [7]:

$$N = \rho_{\Pi} g Q W_H, \quad (3)$$

де ρ_{Π} – об'ємна маса (насипна густина) вантажу в потоці; g – прискорення земного тяжіння; Q – об'ємна продуктивність конвеєра; W_H та W_L – коефіцієнт опору переміщенню вантажу; L та H – відповідно довжина транспортування та висота підйому вантажу, для вертикальних ГК $L = H$. Приведена енергоємність w , що визначає енергетичні затрати для переміщення одиниці маси вантажу на одиницю довжини, відповідно для вертикального гвинтового конвеєра буде [4]:

$$w = N / (Q \cdot L) = \rho_{\Pi} g W_H. \quad (4)$$

У розгорнутому вигляді для вертикальних гвинтових конвеєрів коефіцієнт опору записується виразом [4]:

$$W_H = \frac{\mu_2 P_s (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta_{II}) \cos \beta_{II}}{\operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta_{II}}, \quad (5)$$

де β_{II} – кут нахилу тракторії потоку під впливом тяжіння; $P_s = D\omega_{II}^2 / (2g)$ – коефіцієнт швидкохідності потоку, що визначається кутова швидкість обертання вантажу в потоці ω_{II} відносно осі шнека діаметром D , що пов'язаний із коефіцієнтом швидкохідності конвеєра $P_k = D\omega^2 / (2g)$ залежністю $P_s = PC_{\beta}^2 / (1 + C_{\beta})^2$. Тут C_{β} – коефіцієнт кінематичної подібності гвинтового транспортування, $C_{\beta} = \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)$.

У роботі [3] показано, що мінімально можливий теоретичний рівень критерію енергоємності W_H залежить тільки від коефіцієнта тертя вантажу по гвинтовій поверхні шнека μ_1 і для інтервалу його зміни $0,3 \leq \mu_1 \leq 1$ апроксимується залежністю [7]:

$$W_H = 2,30 + 6,64\mu_1 + 19,16\mu_1^2. \quad (6)$$

Таке мінімальне значення досягається за умови, коли безрозмірний критерій динамічної подібності $Sc_{II} = \omega_k / \omega$, де ω_k – критична кутова швидкість конвеєра, та кут підйому гвинта за зовнішнім діаметром α набувають значень:

$$Sc_{II}(\mu) = 0,3 + 0,1\mu_1; \quad (7)$$

$$\operatorname{tg} \alpha = f(\mu) = 0,25 - 0,1\mu_1. \quad (8)$$

Відповідно і значення всіх інших безрозмірні критеріїв гвинтового транспортування, зокрема критерію кінематичної подібності C_{β} , які мінімізують енергоємність конвеєра, будуть також однозначно визначатись такою характеристикою вантажу, як коефіцієнтом тертя $\mu_1 = \operatorname{tg} \varphi_1$.

Висновки. Розроблені удосконалені конструкції гвинтових завантажувачів із гнучкими дозавантажувальними елементами і перезавантажувальними зонами. Виведені аналітичні залежності для визначення параметрів зон перевантаження і технологічних параметрів.

Література

1. Зенков Р.Л. Машины непрерывного транспорта. / Р.Л. Зенков, И.И. Ивашков, Л.Н. Колобов. – М.: Машиностроение, 1987. – 320 с.
2. Григорьева А.М. Винтовые конвейеры. – М. Машиностроение, 1972. – 184 с.
3. Іванченко Ф.К. Піднімально-транспортні машини. – К.: Вища школа, 1993. – 412 с.
4. Гевко Б.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин [Текст] / Б.М. Гевко, Р.М. Рогатинський. – Львов: Вища школа, 1989. – 256 с.
5. Рогатинський Р.М. Модель конструювання і вибору гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями. / Р.М. Рогатинський, І.Б. Гевко // Вісник ТНТУ. – 2012. – №3 (67). С. 197–210.
6. Рогатинський Р.М., Гевко Б.М., Дячун А.Е. Науково прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів. – Тернопіль. – 2014. – 280 с.
7. В.М. Nevko, O.L. Lyashuk., L.R. Rogatinska, Y.M. Tarasyuk (2014). – High – speed conveyor parameters optimization. `INMATEH «Agricultural Engineering» vol 43, no. 2 / 2014 . pg. 103–111 , Bucharest. ISSN 2068–2239
8. Тарасюк Ю.М. Завантажувач-змішувач гвинтового типу. Заявка №201413367 від 12.12.2014. Позитивне рішення про видачу патенту. Державний інститут промислової власності 25.02.2015.

Рецензент д.т.н., проф. Б.М. Гевко

УДК 621.82

© Ю.Є. Паливода, к.т.н.; М.Г. Левкович к.т.н.; В.З. Гудь к.т.н.;
А.Б. Гупка

Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя

МЕТОДИ ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ І ДОВГОВІЧНОСТІ ДИСКІВ БУРЯКОЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

Розроблено конструкцію дискового копача із можливістю очищення робочих поверхонь дисків. Проаналізовано вплив поверхневого пластичного деформування на підвищення надійності дисків.

НАДІЙНІСТЬ, ДОВГОВІЧНІСТЬ, ТЕРТЯ, ЗНОШУВАННЯ, ТРИБО ТЕХНІЧНІ ПАРАМЕТРИ.

Постановка проблеми. Одною з важливих проблем сільськогосподарського машинобудування в даний час є підвищення якості, надійності та довговічності продукції, що випускається, а також, окремих вузлів та деталей.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. У роботах таких вчених, як Афтаназив І.С. [2], Кудрявцев І.В., Саверин М.І. [3], Серенсен С.В., Петросов В.В.[1], Папшев Д.Д., Степнов М.Н., Дроздов М.С, та ін. доведено, що в зв'язку з нерівномірним розподіленням напружень по перерізу деталей, а також в силу того, що зовнішній шар є ослабленим, через те, що несе велику кількість різних дефектів механічного і металургійного походження, втомне руйнування деталей у більшості випадків починається з повеневого шару.

Мета роботи. Дослідження процесу зміцнення поверхні дискового копача, розробка технології зміцнення та конструкції устаткування. Нами розроблена удосконалена конструкція дискового копача коренеплодів [6].

Результати дослідження. Підвищення експлуатаційної надійності та довговічності дискових робочих органів корене-збиральних машин забезпечує економію значних засобів у процесі їх експлуатації за рахунок скорочення витрат, пов'язаних із його простоями, зменшення витрат на ремонт і запасні частини, а також зменшення продуктивності праці і зменшення якості. Широко використовується зміцнення поверхневим пластичним деформуванням, що забезпечує отримання в поверхневому шарі структур із підвищеним вмістом дефектів, для підвищення опору втоми як деталей без

концентраторів напружень, так і деталей із концентраторами напружень, які працюють за помірних температур нагріву (до температур повернення). Серед методів обробки поверхневим пластичним деформуванням слід відмітити такі як: накатування (зміцнювальне, згладжувальне, формоутворююче, калібрувальне), поверхневі дорнування і редуціювання, обробка дробом, дробоабразивна обробка, гаптування, вібраційна ударна обробка, відцентрова обробка, обробка механічною щіткою, чеканка, вигладжування. Обробка поверхневим деформуванням являється ефективним методом отримання поверхонь із регулярним мікрорельєфом. Класифікація, параметри і характеристика таких поверхонь наведені в нормативних документах ГОСТ 24773–81.

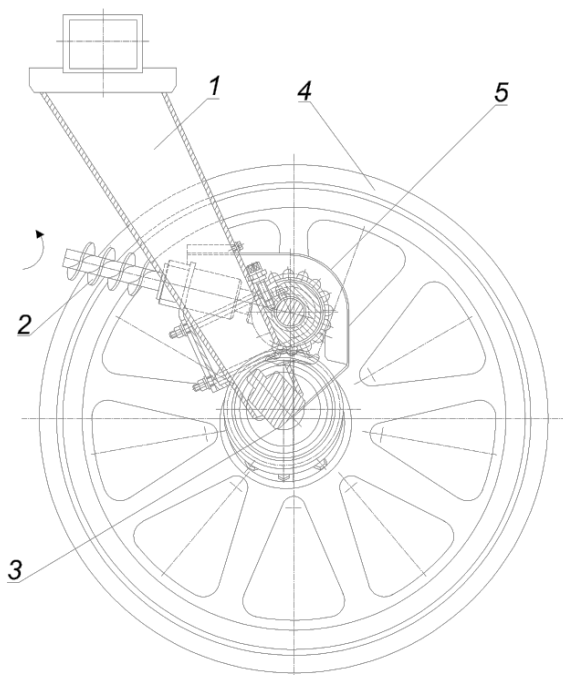


Рис. 1 – Конструкція дискового копача коренеплодів із шнековими очисниками: 1 – рама; 2 – шнековий очисник; 3 – криволінійна вісь; 4 – диск копача; 5 – захисний кожух

Існує дуже велика кількість методів поверхневого пластичного деформування (ППД), але всі вони можуть бути класифіковані на п'ять основних груп у відповідності із схемою деформування поверхні

металу в зоні контакту з інструментом. Класифікація різних методів ППД наведена в таблиці.

Таблиця 1 – Способи ППД

Група	Метод	Способи зміцнення
	Накатування	<ol style="list-style-type: none"> 1. Накатування роликком. 2. Накатування кулькою. 3. Вібраційне накатування з поперечною вібрацією. 4. Вібраційне накатування з поздовжньою вібрацією
II	Зміцнення зв'язаним ударним інструментом	<ol style="list-style-type: none"> 1. Зміцнювальна чеканка з гідроприводом. 2. Зміцнювальна чеканка з пневмоприводом. 3. Зміцнювальна чеканка з механічним приводом. 4. Відцентрова обробка роликками. 5. Відцентрова обробка кульками
III	Вигладжування	<ol style="list-style-type: none"> 1. Вигладжування сферичним наконечником. 2. Вигладжування конічним наконечником
IV	Дорнування	<ol style="list-style-type: none"> 1. Дорнування проштовхуванням дорну. 2. Дорнування протягуванням дорну. 3. Вібраційна ударна обробка
V	Динамічне зміцнення	<ol style="list-style-type: none"> 1. Вібраційна ударно-імпульсна обробка 2. Вібраційно-відцентрова зміцнювальна обробка. 3. Гідрогалтування дробом. 4. Гравітаційна обробка дробом. 5. Гідродробоструменева ежекторна обробка. 6. Гідродробометна обробка. 7. Пневмогідродробоструменева обробка. 8. Пневмодинамічна обробка. 9. Дробоструменева обробка

До першої групи відносяться різноманітні методи накатування (обкатування і розкачування), під якими розуміють поверхнєве пластичне деформування при коченні інструмента (кульки або ролика) по поверхні матеріалу, що деформується. Пластичне деформування при накатуванні здійснюється в умовах тертя кочення інструмента по

поверхні деталі, контакт інструмента і деталі – точковий або по лінії. Методи даної групи знайшли найбільше розповсюдження для зміцнення деталей із алюмінієвих і магнієвих сплавів. До другої групи методів ППД належать методи зміцнення зв'язаним ударним інструментом. Найбільш яскравими представниками даної групи є зміцнювальна чеканка, відцентрова обробка і обробка механічними щітками.

Загальною ознакою даних методів ППД є наявність ударної взаємодії зв'язаного інструмента (наконечник при чеканці) або інструментів (кульки або ролики при відцентровій обробці і щітки при зміцненні механічними щітками) з поверхнею деталі, що обробляється. Наявність ударної взаємодії при цьому забезпечує більш високу ступінь зміцнення і рівень залишкових напружень стиску в поверхневому шарі матеріалу деталей, що обробляються, ніж при зміцненні методами, які належать до першої групи.

До третьої групи методів ППД відносяться методи зміцнювальної обробки вигладжуванням, сутність якого полягає в пластичному деформуванні поверхні, яка обробляється, ковзаючим по ній інструментом. При цьому нерівності поверхні, які залишилися від попередньої обробки, згладжуються частково або повністю, підвищується твердість поверхневого шару, в ньому утворюються залишкові напруження стиску. Основна сфера застосування вигладжування – автомобілебудування, де воно використовується для оздоблювально-зміцнювальної обробки шийок колінчастого і розподільчого валів, клапанів, хрестовин і та ін.

Четверта група методів ППД – дорнування, яке застосовується для обробки отворів, сутність якого складається в тім, що інструмент – дорн, робочий діаметральний розмір якого декілька більший розміру отвору, що обробляється, проштовхується або протягується крізь нього. Використовується, в основному, для зміцнення різних отворів проушин на деталях.

Найбільш ефективним і перспективним, із точки зору подальшого розвитку, є методи ППД, які належать до п'ятої групи, так звані методи динамічного зміцнення, засновані на динамічній дії (ударі) інструмента або інструментів на оброблювану поверхню деталі.

Основними представниками цієї групи методів ППД є дробоструменева (гідродробоструменева, пневмодинамічне зміцнення, гідрогалтування) і вібраційна зміцнюючі обробки.

Сутність дробоструменевої зміцнювальної обробки полягає в тім, що на поверхню деталі, яка підлягає обробці, напрямляється потік

дробу, що рухається з великою швидкістю і яка при співударянні пластично деформує поверхню деталі. Основні переваги дробоструменевої обробки – висока продуктивність процесу, забезпечення високого ступеня наклепу (до 35...40%), утворення залишкових напружень стиск) у поверхневому шарі матеріалу деталей.

Методи ППД, які належать до групи динамічного зміцнення, завдяки ударній взаємодії інструменту з деталлю, в порівнянні з іншими методами забезпечують більш високу ступінь зміцнення і рівень розподілення залишкових напружень стиску в поверхневому шарі матеріалу деталей, що, в кінцевому підсумку, забезпечує більш високу втомну міцність, які підлягають у процесі експлуатації знакозмінним циклічним навантаженням. Методи даної групи відрізняються високою продуктивністю.

Дробоструменеве зміцнення (ДЗ) [3] ефективний і розповсюджений технологічний метод підвищення витривалості і зносостійкості поверхневим пластичним деформуванням деталей, що визначають надійність роботи виробів. Головною особливістю цього методу являється його універсальність. ППД можна обробляти будь-які складні поверхні, наприклад такі, як зубці шестерень, навіті пружини, ресори, перо лопаток компресорів і таке. ін. Після обробки дробом підвищується термін служби деталі та створюється можливість підвищення ресурсу всього виробу, або при тому самому ресурсі можна в 1,5 і більше разів підвищити несучу можливість (витривалість), що забезпечує конструктору право або підвищити потужність виробу, або понизити металоємність даної деталі.

Дробоструменеву обробку широко застосовують і для зміцнення ріжучого інструменту із швидкоріжучих сталей і твердих сплавів, що значно підвищує його зносостійкість, тим самим забезпечує економію цінного металу або зріст продуктивності праці за рахунок підвищення режимів різання.

Необхідно відмітити, що проведені дослідження традиційних методів обробки дробом на відомих дробоструменевих і дробометних установках показали, що в силу теплофізичних процесів у зоні жорсткого (сухого) удару дробинки, що летять із великою швидкістю, значної шорсткості поверхні інструмента, що застосовується (литого або рубленого з дроту дробу) і їх низької стійкості ці способи не можуть забезпечити високих параметрів шорсткості, оптимальних фізико-механічних властивостей поверхневого шару деталей та інструментів і в результаті максимально можливого підвищення вихідних параметрів.

Тому був створений метод зміцнення металевих виробів дробом із змащуюче-охолоджуючою рідиною (ЗОР). Для впровадження способу були розроблені спочатку пневмогідродробоструменеві, а потім гідродробоструменеві ежекторні установки. Позитивні особливості метода, які виключили якісні недоліки процесу зміцнення сухим дробом, а також деякі переваги конструкції гідродробоструменевих ежекторних установок перед дробоструменевими забезпечують не тільки подальше підвищення і стабілізацію вихідних параметрів деталей, таких, як витривалість, надійність, довговічність, але й значне розширення області застосування метода зміцнення обробкою дробом, наприклад для підвищення зносостійкості точних деталей, інструмента, в тому числі модульного. Все це ставить нові методи і пристрої в ряд найбільш перспективних видів зміцнювальної технології ППД для всіх галузей машинобудування.

Дробоструменева обробка – це поверхнєве пластичне деформування ударами дроби по матеріалу, що деформується (ГОСТ 18296–72). Враховуючи, що такі способи обробки дробом, як дробоструменевий, дробометний і пневмодинамічний, забезпечують зміцнення сухим дробом з ЗОР, об'єднує такі способи, як гідродробоструменевий, гідродробоструменевий ежекторний, гідродробометний. Відмінними сторонами методів і способів обробки дробом, що приведені в класифікаційній таблиці, є наступні:

1. Механізм передачі дробинкам кінетичної енергії.
2. Швидкість польоту дробинки від 1 до 100 м/с.
3. Кількість дроби, що застосовується, наприклад по матеріалу - чавунна, сталеві, скляна або із матеріалу деталі – лита, рублена з дроту і оббита, кульки від підшипників і т.д.
4. Величина кінетичної енергії дробинок, що летять.
5. Кількість дробинок, що одночасно здійснюють наклеп поверхні деталі, які оцінюються витратами дроби за одиницю часу.
6. Кількість ЗОР, що потрапляє в одиницю часу на кожен дільницю поверхні, яка зміцнюється.
7. Експлуатаційні якості установок, які оцінюються за енергонасиченістю, продуктивністю, шумом, шкідливістю і т. ін.

Суть способу гідродробоструменєвого зміцнення (ГДЗ) полягає в обробці матеріалу кульками, які ежектуються змащуюче-охолоджуючою рідиною, що значно усуває недоліки зміцнення сухим дробом, такі як:

- наявність жорсткого удару, який підвищує температуру в точці контакту і рясне іскроутворення;

- значне підвищення шорсткості поверхні;
- “залізнення” при ударах дробинками, тобто активний переніс частинок дробу на поверхню деталі, що знижує корозійну стійкість матеріалу;
- значна нестабільність режиму зміцнення через великий допуск на розмір дробу і прискорений знос при сухому терті, що призводить до значного зменшення діаметру дробу, а також через значний допуск на величину тиску повітря в пневмодробоструменевих установках;
- експлуатаційні недоліки (прискорений знос дробометних пристроїв, необхідність застосування спеціальних пристроїв: елеватора для під'йому дробу із нижнього дробозбірника в верхній бункер; сепаратора дробу; повітряосушувачів; низька продуктивність односоплових дробоструменевих установок).

У результаті очевидно, що якість поверхневого шару деталей, які пройшли гідродробоструменеве зміцнення, вища, ніж після зміцнення сухим дробом. Це підтверджується тим, що границя витривалості деталей, які пройшли ГДЗ, вище, ніж після ДЗ.

Якість деталей більш стабільна, через те, що:

- а) поле розсіювання показників якості деталей після процесу ГДЗ менше, ніж після ДЗ;
- б) розміри і мікрогеометрія у точних інструментів практично не змінюються (наприклад, у модульних, затілених фрез), що забезпечується відсутністю сухого тертя, адгезійного ефекту, підсиленого відшаровування та інших причин можливого знімання металу з поверхні деталі, які мають місце при ДЗ.

Висновки. За проведеними експериментальними дослідженнями виявили вплив параметрів вібраційного приводу на вихідні характеристики устаткування для гідродробоструменевого зміцнення – силу гідродинамічного тиску, швидкість руху пульсуючого рідинного струменя та силу удару від дробу по поверхні, що зміцнюються. Також було досліджено залежність сили удару від параметрів приводу та режимів роботи приводу.

Література

1. Петросов. В.В. Гидродробеструное упрочнение деталей машин и инструмента / В. В. Петросов. – М.: Машиностроение. 1977. – 166 с.
2. Афтаназив И.С. Разработка и внедрение технологического процесса поверхностного упрочнения деталей вращения вибрационно-центробежным методом / И.С Афтаназив: Дис. ...канд.техн.наук. – Львов, 1984. – 239 с.

3. Саверин М.И. Дробеструйный наклёп. / М.И Саверин. – М.: Машиностроение, 1955. – 346 с.

4. Каледин Б.А. Повышение долговечности деталей поверхностним деформированием / Б.А. Каледин, П.А. Чапа. – Минск: Изд-во Наука и техника, 1974. – 230 с.

5. Бабичев А.П. Вибрационная обработка деталей. Изд. 2-е перераб и доп. –М.: Машиностроение, 1974. – 136 с.

6. Пат. 95391. Україна, МПК А01D 25/02. Дисковий копач коренеплодів / Гевко Б.М. Гупка А.Б., Гупка Б.В., Гудь В.З., Дячун А.Є., заявник і власник патенту Гевко Б.М. Гупка А.Б., Гупка Б.В., Гудь В.З., Дячун А.Є. - № u2014 06788; заявл. 16.06.2014; опубл. 25.12.2014, Бюл. №24.

Рецензент д.т.н., проф. Б.М. Гевко

УДК 66.084.6

© С.Г. Панасюк, к.т.н., І.В. Дудко
Луцький національний технічний університет

РУЙНУВАННЯ АДГЕЗІЙНОГО З'ЄДНАННЯ ЗАБРУДНЕНЬ ІЗ ПОВЕРХНЕЮ БУЛЬБ КАРТОПЛІ

У статті приведено аналіз адгезійного з'єднання забруднень із поверхнею бульб картоплі, встановлено основні фактори, які впливають на роботу при його руйнуванні.

МИТТЯ, КАРТОПЛЯ, КОГЕЗІЯ, АДГЕЗІЯ, ПОВЕРХНЕВИЙ НАТЯГ.

Постановка проблеми. Миття – процес видалення з поверхні бульб картоплі забруднень, механічних домішок, пестицидів і мікрофлори. При митті відбувається змочування поверхонь водою, диспергування і стабілізація забруднень, що відокремилися від поверхні, у миючій воді.

Картопля має щільну структуру і тонку шкірку, тому щоб забезпечити правильну технологію миття необхідно визначити зусилля на поверхню бульб з метою уникнення їх пошкодження під час миття.

На сучасному етапі актуальним є пошук шляхів забезпечення мінімальних енергетичних витрат на руйнування забруднень при митті

та збереження якості сировини, що обумовлюється встановленням сил, які утворюють адгезійний зв'язок.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Дослідженням процесу миття плодово-ягідної та овочевої продукції в Україні займалися І.М. Заплетніков, О.К. Гладушняк, Ф.М. Крисак, Л.М. Антропова, А.Д. Гладка та інші. Згідно з цими дослідженнями необхідно враховувати такий фактор як вид та структура забруднень об'єктів миття. Від складу забруднень залежать його механічні властивості, сила зчеплення з поверхнею сировини, а, отже, і швидкість руйнування під струменем води та дія на ці властивості хімічного, фізичного і механічного впливів.

В.К. Тарасовим було проведено класифікацію забруднень за п'ятьма ознаками та встановлено фактори, які впливають на швидкість протікання процесу. Згідно з дослідженнями Г.А. Гончарук значний вплив на процес миття мають також в'язкість і поверхневий натяг води, які залежать від температури, жорсткості тощо. Зі збільшенням температури води її в'язкість і поверхневий натяг зменшуються.

Проте, залишаються недостатньо вивченими питання руйнування забруднень із поверхнею бульб картоплі, забезпечення ефективності миття при зменшенні витрат миючої води.

Мета дослідження – провести аналіз з'єднання забруднень з поверхнею бульб картоплі, встановити шляхи зменшення витрати енергії на руйнування забруднень.

Результати дослідження. Процес миття полягає у руйнуванні адгезійного з'єднання забруднень, які складаються із часточок ґрунту, бруду, піску, залишків шкідливих речовин, із поверхнею плодів картоплі.

Для ефективності процесу миття рідина повинна добре змочувати поверхні, що відмиваються. При хорошому змочуванні рідина розтікається по поверхні твердого тіла і проникає в його найменші пори.

Тверда поверхня тим краще змочується рідиною, чим менші сили зчеплення між утворюючими її молекулами (когезія) і чим більші сили прилипання між молекулами рідини і твердого тіла (адгезія).

Причиною адгезії є сили, які діють між молекулами контактуючих фаз. Утворений шар забруднень має тріщини та пори, з яких з часом відбувається випаровування вологи, при цьому відстані між частинками забруднень зменшуються. У результаті утворюється міцний контакт між твердим тілом – поверхнею бульби картоплі В і адгезивом А, які є основними компонентами адгезійного з'єднання (рис. 1, а).

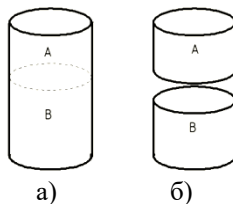


Рис. 1 – Схема утворення нових поверхонь за рахунок подолання адгезійних сил

Між молекулами всередині забруднень виникають сили когезії. Відповідно до цього робота когезії визначається як робота, що затрачається на руйнування сил зчеплення між молекулами твердої об'ємної фази. Ця робота руйнування розраховується за формулою:

$$W_k = 2\sigma, \quad (1)$$

де σ – поверхневий натяг забруднень, що руйнуються, на межі з повітрям, Дж/м².

Робота адгезії визначається міцністю адгезійного зв'язку, при руйнуванні якого створюються дві нові поверхні розділу: бульба картоплі – повітря та частинка забруднень – повітря (рис. 1, б); і зникає поверхня розділу: бульба картоплі – шар забруднень (рис.1, а). Робота адгезії, що затрачається на відривання молекул забруднень від поверхні бульб картоплі, виражається рівнянням Дюпре:

$$W_a = \sigma_A + \sigma_B - \sigma_{AB}, \quad (2)$$

де σ_A , σ_B – поверхневий натяг на межі поверхонь: бульба картоплі – повітря та частинка забруднень – повітря, Дж/м²; σ_{AB} – поверхневий натяг на межі поверхонь: бульба картоплі – частинка забруднень, Дж/м².

Площа фактичного контакту між адгезивом і поверхнею бульби картоплі залежить від їх властивостей: енергетичних характеристик поверхонь контактуючих фаз, шорсткості поверхні плоду, умов формування адгезійного з'єднання, теплових і механічних властивостей адгезиву і поверхні бульби.

При розгляді диспергування речовин у конденсованому стані припускається, що для руйнування твердих забруднень або плівки рідких відкладень на поверхні бульб необхідно подолати когезійні сили, що забезпечують їх цілісність.

Робота, що затрачається на диспергування, буде складатися з роботи, необхідної для об'ємної деформації забруднень, та роботи, необхідної для утворення нових поверхонь при їх руйнуванні, та визначатиметься за рівнянням Ребіндера:

$$A = k \cdot V + \sigma \cdot \Delta S, \quad (3)$$

де k – коефіцієнт пропорційності, рівний роботі об'ємної деформації одиниці об'єму забруднень; V – об'єм забруднення; σ – енергія утворення одиничної поверхні; ΔS – приріст поверхні забруднень.

Руйнування забруднень спочатку буде відбуватися у місцях, де є макро- та мікротріщини. При зменшенні частинок забруднень зростатиме енергія на їх руйнування.

При змочуванні забруднень водою відбувається проникнення рідини у пори між твердими частинками з утворенням прошарків рідкого дисперсійного середовища (рис. 2), тобто виникають коагуляційні структури. Зв'язок частинок у контактах структури відбувається за рахунок Ван-дер-Ваальсових сил міжмолекулярної взаємодії. Для коагуляційних структур характерна низька міцність, високі пластичність та еластичність.

Змочування забруднень, що містяться на поверхні бульб картоплі, приводить до утворення нової фазової межі розділення тверде тіло – рідина замість вихідної тверде тіло – повітря, що буде супроводжуватися зменшенням поверхневої енергії Гіббса.

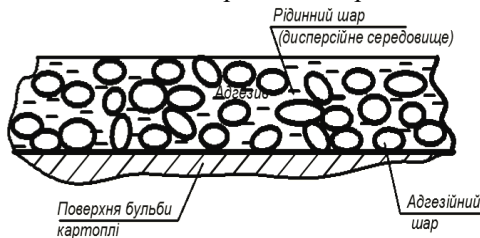


Рис. 2 – Фізична модель руйнування твердих забруднень

Теплота змочування зв'язана із зміною поверхневої енергії рівнянням Гіббса–Гельмгольца:

$$\begin{cases} U^S = \sigma - T \frac{d\sigma}{dT}; \\ q_{зм} = (U_{mn}^S - U_{mp}^S) \cdot S_{пит} = \left[\sigma_{mn} - \sigma_{mp} - T \frac{d(\sigma_{mn} - \sigma_{mp})}{dT} \right] \cdot S_{пит}, \end{cases} \quad (4)$$

де U^S – повна поверхнева енергія одиниці поверхні; $S_{пит}$ – питома поверхня забруднень, м²/кг; σ_{mn}, σ_{mp} – відповідно поверхневий натяг на межі тверде тіло – повітря та тверде тіло – рідина; $q_{зм}$ – теплота змочування, Дж/кг.

Оскільки, поверхневий натяг на межі тверде тіло – повітря більший, ніж на межі тверде тіло – рідина, то при змочуванні забруднень, що містяться на поверхні бульб картоплі, буде виділятися теплота.

На поверхні частинок забруднень, що диспергуються, утворюється сольватний шар рідини, який характеризується властивостями, відмінними від властивостей рідини у потоці. Орієнтація молекул у цьому шарі визначає властивості, які є характерними для квазітвердих тіл – високу в'язкість, пружність, опір зсуву, і перешкоджають взаємопроникненню шарів при зближенні частинок. Тому необхідно враховувати затрати роботи на подолання пружних сил або на часткову десорбцію молекул сольватної оболонки при зменшенні проміжку між частинками. Затрати роботи приводять до зростання потенціальної енергії.

Змочування поверхні бульб картоплі залежить від поверхневого натягу миючого і міжфазного розчину і міжфазного натягу на межі рідина – тверде тіло. Найбільш ефективне змочування і миття забезпечуються за мінімального поверхневого натягу миючого розчину. Для цього використовують два методи зниження поверхневого натягу води або миючого розчину: тепловий і з використанням поверхнево-активних речовин (ПАР).

При застосуванні ПАР завдяки великим розмірам їх молекул, що несуть свої власні сольватні оболонки, на поверхні частинок забруднень будуть створюватись адсорбційно-сольватні шари значної щільності, які утворюють «структурно-механічний бар'єр», що перешкоджає контакту частинок. Це сприяє стабілізації забруднень, при якій величина поверхневого натягу σ на зовнішній поверхні адсорбційно-сольватного шару є досить невеликою. Вводячи ПАР можна змінювати міцність адсорбційних шарів, а також керувати стійкістю дисперсної системи, змінюючи рН середовища. Адсорбція ПАР на твердій поверхні впливає на значення крайового кута змочування θ .

Результат проведеного експериментального дослідження зміни крайового кута змочування θ від температури та виду миючого розчину відображено графіком на рис. 3.

При додаванні в миючий розчин харчової соди спостерігається краще змочування бульб картоплі, ніж при митті водою або спиртом. При використанні мильного розчину крайовий кут найменший. Із зростанням температури миючого розчину крайовий кут зменшується, а отже, відбувається краще змочування поверхні бульб картоплі, що покращує процес відмивання сировини.

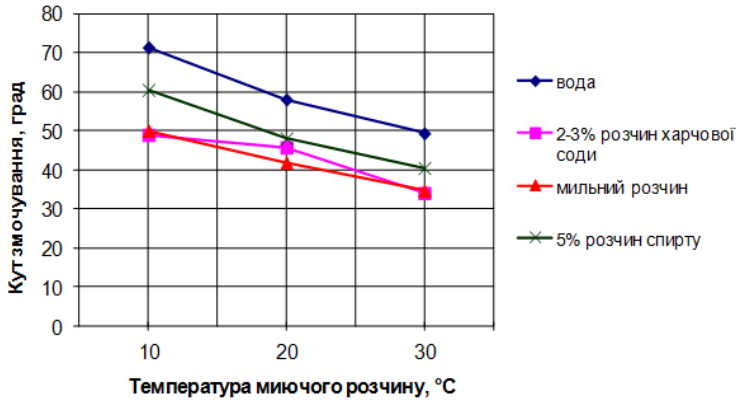


Рис. 3 – Зміна кута змочування залежно від виду і температури миючого розчину

При митті, крім диспергування відбувається пептизація забруднень – процес, зворотній коагуляції. Результатом пептизації є розрізнення частинок і розподілення їх за всім об’ємом дисперсійного середовища. Енергія при пептизації затрачується на подолання міжмолекулярних сил, а затрати роботи на утворення нових поверхонь не відбувається.

Пептизація забруднень залежить від часу, який пройшов із моменту коагуляції, тому що з часом за близької взаємодії частинок проходить поступове їх зрощування та зменшення дисперсності і поверхневої енергії.

Висновки. Проведений аналіз з’єднання забруднень із поверхнею бульб картоплі дозволяє встановити основні фактори, які впливають на роботу при його руйнуванні. Ефективність процесу миття буде забезпечуватись зменшенням поверхневого натягу миючої рідини.

Література

1. Богданова Ю.Г. Адгезия и ее роль в обеспечении прочности полимерных композитов: Учеб. пособие для студ. по спец. «Композиционные наноматериалы». – М.: МГУ им. М.В. Ломоносова, 2010. – 68 с.
2. Гончаренко Г.М. Технологічне обладнання консервних та овочепереробних виробництв: довідник / Г.М. Гончаренко, В.В. Дуб, В.В. Гончаренко. – Київ: Центр учбової літератури, 2007. – 304 с.

3. Евстратова К.И., Купина Н.А., Малахова Е.Е. Физическая и коллоидная химия. – М.: Высшая школа, 1990. – 486 с.

4. Основы консервирования пищевых продуктов / Б.Л. Флауменбаум, С.С. Танчев, М.А. Гришин. – М.: Агропромиздат, 1986. – 494 с.

Рецензент д.т.н. проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.333

© Н.О. Пономаренко, к.т.н.

Дніпропетровський державний аграрно-економічний університет

ПРОГРАМА, МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ПОЛЬОВИХ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ВІДЦЕНТРОВИХ РОЗКИДАЧІВ МІНЕРАЛЬНИХ ДОБРІВ

Розроблено програму, методику та отримані результати експериментальних досліджень відцентрового робочого органу для внесення мінеральних добрив. Запропоновано роторний робочий орган, конструкційні особливості якого дозволяють покращити рівномірність розсіювання мінеральних добрив.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ, МІНЕРАЛЬНІ ДОБРИВА, ВІДЦЕНТРОВИЙ РОЗКИДАЧ.

Постановка проблеми. Усі добрива поділяють на мінеральні й органічні, а за станом – на тверді та рідкі. Мінеральні добрива – це продукт промислового походження, їх виготовляють на хімічних заводах (азотні: аміачна, натрієва, кальцієва селітри, сульфати та ін.; фосфорні: суперфосфати, фосфоритне борошно, борошно з кісток та ін.; калійні: хлористий калій, калійна сіль, та ін). Промислові добрива застосовують, як правило, в гранульованому вигляді з діаметром гранул 1–4 мм. Мінеральні добрива вносять у нормі 20–600 кг/га залежно від способу внесення, потреб ґрунту та вирощуваних рослин [1].

Для механізації внесення твердих мінеральних добрив у ґрунт використовують спеціальні туковисівні апарати, які встановлюють на комбінованих агрегатах для локального внесення, посівних та садильних машинах, культиваторах-рослинопідживлювачах, а також тукові розкидні сівалки. На вітчизняних комбінованих машинах

встановлюють тарілчасто-скребкові апарати з пальцевими ворущилками (апарати типу АТД-2), а останнім часом — котушково-штифтові або шнекові.

Найпоширенішими машинами для внесення твердих мінеральних добрив є навісні та причіпні відцентрові розкидачі (типу МВУ), в яких робочі органи представляють собою два відцентрових диски, як правило, з оригінальними лопатками. Ці розкидачі призначені для поверхневого розкидання твердих мінеральних добрив, вапна і гіпсу. Їх агрегують з тракторами класів 1,4 та 3, робоча ширина розкидання при цьому складає від 8 до 24 м з нормою внесення в межах 0,1... 1,4 т/га.

Основними технологічними режимами роботи розкидача є ширина смуги внесення добрив та швидкість агрегату. Серед імпортних аналогів технологічні переваги мають машини фірм Amazone, Rau, Silky та інших.

Ефективність добрив зростає з підвищенням рівня попереднього удобрення ґрунту. Чим вищий цей рівень на початковій ротації, тим менше потрібно добрив для отримання максимальної продуктивності сівобороту в наступній ротації. Існує границя насичення ґрунту добривами, після якої наступне застосування азоту, фосфору, калію (NPK) не призводить до росту продуктивності сівобороту [2].

Аналіз останніх досліджень та публікацій. В Україні домінують напрямки землеробства з використанням хімічних препаратів. Пов'язано це з багатьма факторами, але визначальним є те, що за розрахунками, через нестачу певних хімічних елементів у ґрунті, через хвороби рослин, наявність бур'янів і шкідників втрачається більше третини можливого урожаю. Для забезпечення належного рівня поживних речовин у ґрунті необхідно вносити мінеральні добрива. Витрати агрохімікатів у перерахунку діючої речовини на один гектар у світі зростають. Тобто, існує проблема не тільки інтенсифікації процесів захисту рослин і внесення мінеральних добрив, але і пошуку нових механіко-технологічних шляхів економії ТМ та збереження навколишнього середовища [3].

Мінеральні добрива вносять за прямою або перевальною технологіями в залежності від наявної техніки та відстані від поля до складу. Остання застосовується рідко, оскільки супроводжується великими втратами добрив при транспортуванні. Вносять їх в оптимальні агротехнічні терміни, виконуючи установлені дози та рівномірно розташовуючи їх по поверхні поля. Діаметр гранул добрив не повинен перевищувати 5 мм. Руйнування гранул до 1 мм –

не більше 5%. [4, 5, 6, 7]. Нерівномірність розташування при поверхневому внесенні добрив по всій площі поля не повинна перевищувати 20% для кузовних машин та 15% - для тукових сівалок. Якість роботи машин залежить від точності регулювання відцентрового робочого органу та правильної установки ширини захвату агрегату. Нерівномірність внесення добрив відцентровими робочими органами машин часто перевищує паспортні значення в декілька разів та досягає 50–70%, що нерідко призводить до недобору на $\frac{1}{4}$ врожаю сільськогосподарських культур. Досліди, які були проведені в господарствах [7] показали, що цей недолік можна виправити, якщо робочий захват агрегату не буде перевищувати оптимальних розмірів, які вказуються в технічні характеристики розкидача.

Підвищення дальності розсіювання сипучого матеріалу можна досягти за рахунок вісі лопатки, яка приймається криволінійною, в формі дуги, кола випуклої в напрямку протилежному напрямку обертання і дотичної до радіуса диска в центрі [8].

Мета експериментальних досліджень – підтвердження адекватності розробленої моделі та відпрацювання конструктивних і кінематичних параметрів розкидача.

У відповідності до мети нами окреслено коло задач, вирішення яких є необхідною і достатньою умовою досягнення поставленої мети.

Програма експериментальних досліджень. Програмою польових випробувань передбачалось:

- виготовлення дослідного зразка диска, оптимізованого за результатами лабораторних досліджень;
- визначення якості поверхневого внесення добрив при різних нормах внесення;
- проведення порівняльного аналізу якості внесення серійним та розробленим розкидачами.

Результати дослідження. Польові випробування виконувались з використанням серійної машини МВД–900, оснащеної дисками запропонованої нами конструкції. Габарити диска, його елементи кріплення та приводу повністю відповідали серійному зразку диска. Єдиною відмінністю було встановлення на валу спеціального переходника, що надавало можливості змінювати висоту положення диска над рівнем ґрунту.

Для уточнення параметрів розподілу в окремі лотки були встановлені пробовідбірники, що дозволяло оцінювати параметри поперечного розподілу в більш вузькому діапазоні (рис. 1). Суть

експерименту полягала в тому, що агрегат в робочому положенні проходив послідовно три рядки лотків, добрива з них збирались в окрему тару, занотовувались координати лотка відносно осі проходу агрегату і взята проба зважувалась. У подальшому, обробка отриманих результатів виконувалась за методикою статистичної обробки результатів досліджень.

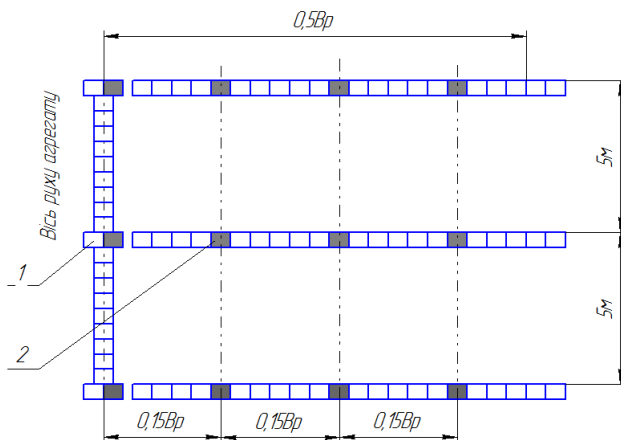


Рис. 1 – Схема розміщення лотків для визначення рівномірності внесення добрива: 1 – лотки без пробовідбірників; 2 – лотки з пробовідбірниками

Після проведення кожного етапу експерименту гранули в кожному пробовідбірнику зважувались і знаходилося середнє значення:

$$X_{CP} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{I=1}^n X_I, \quad (1)$$

де X_I – вага гранул в окремо взятому пробовідбірнику; n – кількість пробовідбірників.

Знаходимо середнє квадратичнє відхилення:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n} \cdot \sum_{I=1}^n (X_I - X_{CP})^2}. \quad (2)$$

Знаходимо коефіцієнт варіації, який тотожно дорівнює нерівномірності внесення у відсотковому представленні:

$$v = \frac{\sigma}{X_{CP}}; \quad (3)$$

$$P = 100 \cdot v, \quad (4)$$

де P – нерівномірність внесення.

Експериментальні дослідження проводили на полях господарств ТОВ «Чемпіон» Павлоградського району, ССТ «Діброва» Широківського та ФГ «Ларіни» Солонянського району Дніпропетровської області. У випробуваннях використовували машини МВД–900, МВУ–0,5 та Garmet–500, із використанням як дослідних, так і серійних дисків. Окремо, для порівняння, була задіяна машина ROTAFLOW RS–M (Голландія).



Рис. 2 - Робота машини МВД-900 з розробленим відцентровим робочим органом

Характеристика умов випробувань була такою:

- загальна площа ділянки 1 га;
- рельєф поля рівний;
- мікрорельєф рівний;
- нахил місцевості в межах 2 %;
- тип добрива – суперфосфат;
- наявність вітру – до 3 м/с у зустрічному напрямку по відношенню до машинно-тракторного агрегату.

Результати представлені нами у вигляді графіків (рис. 3–4).

Аналіз отриманих залежностей підтверджує, що нерівномірність розподілу гранул в цілому задовільна. Характерним є те, що зі збільшенням висоти встановлення диска над рівнем ґрунту нерівномірність внесення добрив зменшується. Такий результат обумовлений більш тривалим польотом частки і, як наслідок, більш тривалим розподіленням потоку (рис. 3 і 4). Детально розглянувши графіки, переконуємося, що менша рівномірність внесення добрив спостерігається в однодискових машинах МВУ–0,5 та Garmet–500. Це пояснюється конструктивними особливостями агрегатів. Добрива потрапляють на оброблювану площу однобічно, що більш виражено у серійних дисків.

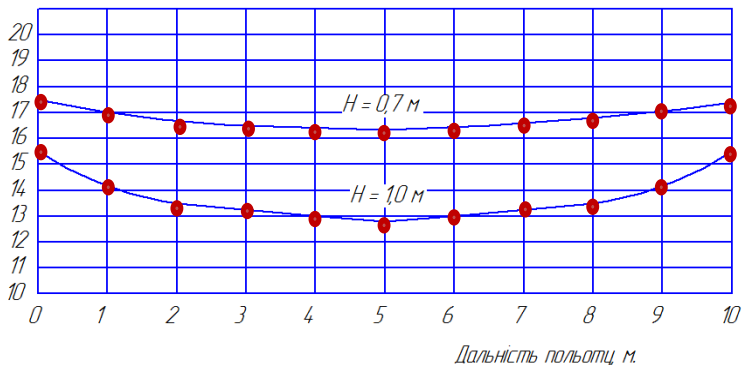


Рис. 3 – Нерівномірність розподілу гранул із застосуванням машини МВД-900 залежно від висоти розташування експериментального диска над рівнем ґрунту

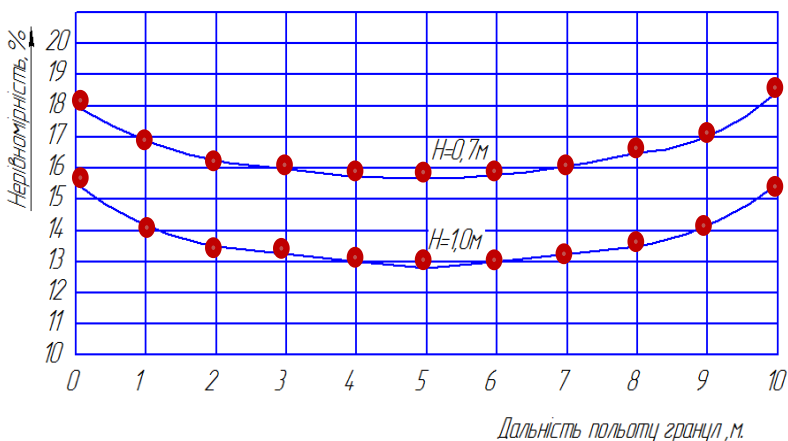


Рис. 4 – Нерівномірність розподілу гранул із застосуванням машини МВУ-0,5 і використанням розробленого робочого органа залежно від висоти розташування експериментального диска над рівнем ґрунту

Результати розподілу гранул у порівняльному аспекті модернізованою машиною (рис. 5) та серійною ROTAFLOW RS-M представлені на рис. 6, де бачимо, що нерівномірність розподілу гранул у машини з модернізованим робочим органом становить в межах 12,8–15,5 %, що нижче на 7–10% від даних, серійної машини

іноземного виробництва. Експеримент зі серійною машиною ROTAFLOW RS-M (рис.7) проводився лише в ФГ «Ларіни».



Рис. 5 – Навішування розробленого відцентрового робочого органа на машину МВУ-0,5

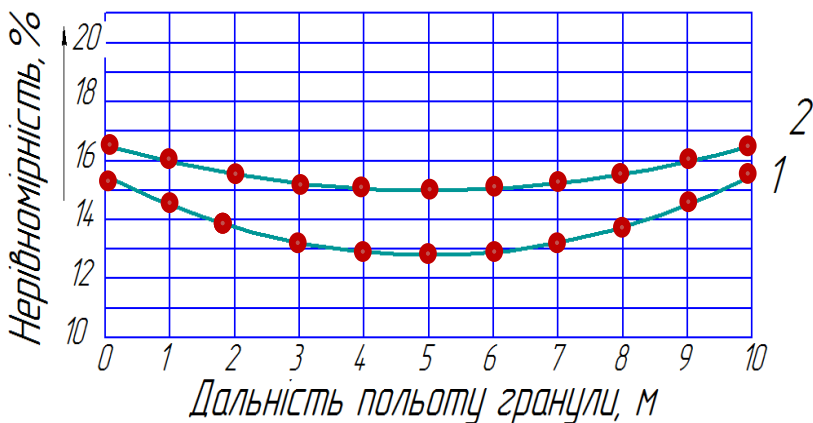


Рис. 6 – Нерівномірність розподілу гранул машиною: 1 – модернізованою; 2 – ROTAFLOW RS-M

Машина із серійними дисками показує нерівномірність на рівні 23–27%, що суттєво перевищує показник як модернізованої машини, так і ROTAFLOW RS-M. Нерівномірність розкидання запропонованою конструкцією менше за імпорتنу в середньому на 7–10 %. Однак цей показник у ROTAFLOW RS-M більш стабільний за значенням по ширині захвату.

Як показано в огляді наукових літературних джерел [1,2], нерівномірність у межах агротехнічних вимог не впливає на врожайність культур і може вважатися задовільною, але впливає на якість продукції. Проте показник серійної машини до 27 % не відповідає викладеним вимогам.



Рис. 7 – Проведення експерименту із серійною машиною ROTAFLW RS-M

Польові дослідження машини Garmet-500 були проведені під час руху, відхиленому від поступального, з розробленим робочим органом (рис. 8). Результат – нерівномірність внесення добрив збільшується на 5–8 % від загальної за умов нестійкого руху.



Рис. 8 – Польові дослідження машини Garmet-500 під час руху, відхиленому від поступального, з розробленим робочим органом

Проаналізувавши отримані залежності (рис. 9), бачимо, що на якість внесення добрив впливає висота розташування диска над поверхнею. Це стосується як руху, відхиленого від поступального, з розробленим робочим органом, так і стійкого руху модернізованої машини. Так, рівномірність внесення добрив різко погіршується на 5,5–6 % при висоті 1,1 м. Отже, оптимальним параметром висоти постановки диска над рівнем ґрунту слід вважати 1,0 м.

Машина з серійними дисками показує нерівномірність на рівні 23–27%, що суттєво перевищує показник як модернізованої машини, так і ROTAFLOW RS-M. Нерівномірність розкидання нашої машини краще за імпорту в середньому на 7–10%. Проте цей показник у ROTAFLOW RS-M більш стабільний за значенням по ширині захвату.

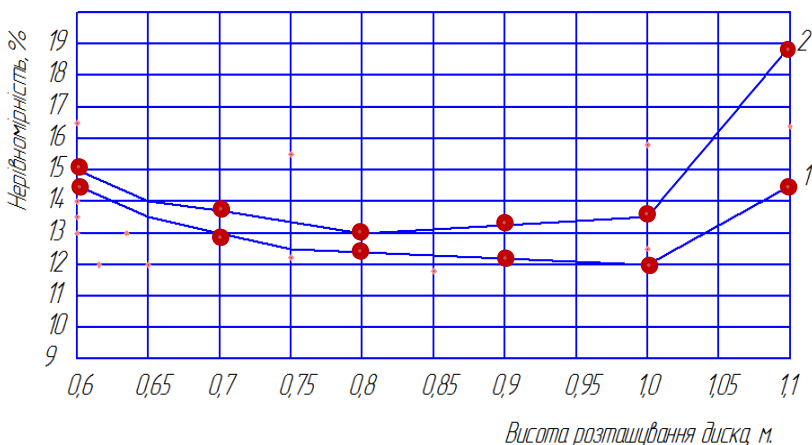


Рис. 9 – Нерівномірність розподілу гранул для машини Garmet-500 з модернізованим робочим органом: за стійкого руху (1) та відхиленого від поступального (2)

Як показано при огляді літературних джерел така нерівномірність не впливає на врожайність культур і може вважатись задовільною. Проте показник серійної машини до 27% не відповідає агровиимогам.

Висновки:

1. Проведеними лабораторними дослідженнями доведена адекватність розробленої математичної моделі. Підтверджена також вірність обраних методик дослідження;

2. Оптимальними слід вважати наступні конструктивні та кінематичні параметри відцентрового розкидача мінеральних добрив:

- діаметр диска 650 мм;
- висота постановки диска над рівнем ґрунту – 0,7 – 1,0 м;
- діапазон частоти обертання диска $n = 54,45\text{--}58,64$ рад/с;
- кількість лопатей (секторів) – 4;
- кількість напрямних ребер на лопаті (секторі) – 3;
- кількість дисків – 2;
- кут нахилу ребер до площини обертання дисків – 90°;
- діаметр живильника біля основи – 240 мм, на вершині – 196 мм.

3. Нерівномірність внесення мінеральних добрив модернізованим диском знаходиться в межах 12,9 – 15%, що в середньому на 7 – 10% краще за відомі зразки.

Література

1. Арискин С. Какой разбрасыватель удобрений выбрать / С.Арискин // Газета «Картофельная система». №2. – 2009 г. <http://www.potatosystem.ru/vnesenie-udobreniy/>
2. В.Г. Минеев / Задачи агрохимии. – Вестник с.-х. науки, 1982, №9. – С. 24.
3. Сівак Ігор Миколайович. Обґрунтування параметрів регулювання розподільника мінеральних добрив в системі точного землеробства : Дис... канд. наук: 05.05.11 – 2008.
4. А.Б. Лурье, А.А. Громбчевский / Расчет и конструирование сельско-хозяйственных машин. М.: Машиностроение, 1977. – 528 с.
5. М.Г. Догановский, Е.В. Козловский / Машины для внесения удобрений. М.: Машиностроение, 1972. – 272 с.
6. Индустриальная технология применения минеральных удобрений / Сост. М.Н. Марченко. – М.: Россельхозиздат, 1987. – 239 с.
7. Контроль качества полевых работ. Справочник. М.: Росагропромиздат, 1991. – 191с.
8. Пат. 84397 Україна, МПК⁹ А01С17/00. Відцентровий конусний пристрій для поверхневого внесення мінеральних добрив / Кобець А.С., Науменко М.М., Пономаренко Н.О.; заявник та власник Дніпропетровський державний аграрний університет. № у 201300156; заявл. 25.02.13; опубл. 25.10.13, Бюл.№20/2013.

Рецензент д.т.н., проф. В.І. Дирда

© П.В. Попович, к.т.н., О.П. Цьонь, Т.Л. Попович
Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя

РЕСУРС РОБОТИ НЕСУЧИХ СИСТЕМ ПРИЧЕПІВ З УРАХУВАННЯМ ВПЛИВУ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ СЕРЕДОВИЩ

Комплексно, на основі енергетичних підходів з позицій термодинаміки нерівноважних процесів та положень механіки втомного поширення тріщин вперше пропонується розрахункова модель оцінки залишкового ресурсу найбільш навантажених елементів несучих систем сільськогосподарських причепів з поверхневими корозійними тріщинами при сумісній дії циклічних навантажень і експлуатаційних агресивних середовищ. Застосування розробленої моделі продемонстровано на прикладах задач з визначенням залишкового ресурсу елементів конструкції поперечних перетинів тонкостінних елементів металоконструкцій з поверхневими тріщинами.

ЕЛЕМЕНТИ КОНСТРУКЦІЙ, МАШИН, КОРОЗІЙНО-АГРЕСИВНІ СЕРЕДОВИЩА, КОЕФІЦІЄНТ ІНТЕНСИВНОСТІ НАПРУЖЕННЯ, ЗАЛИШКОВИЙ РЕСУРС.

Постановка проблеми. Металоконструкції машин працюють в умовах дії жорстких корозійних середовищ. Швидкість процесу корозії залежить від агресивності середовища, тривалості його дії, температури повітря, стану поверхні металу, хімічного складу металу і наявності механічного напруження, а також від особливостей конструкції - наявності зварних швів, болтових і заклепувальних з'єднань, поєднання окремих елементів, що створюють порожнини або щілини, в яких конденсується волога. Атмосферна корозія деталей машин може збільшитися у понад десятеро за наявності агресивних середовищ — мінеральних і органічних добрив, отрутохімікатів, ґрунту. Частинки забруднень, що залишилися після очищення машин, за наявності вологи є хімічно активними і прискорюють процеси корозії. Найглибші пітинги утворюються при корозії деталей у нітрофосці і мідному купоросі. Наявність забруднення на деталях збільшує корозію, оскільки у поєднанні з вологою вони можуть створювати активне електрохімічне середовище, що викликає інтенсивніші процеси корозії. Корозія найбільш небезпечна для деталей, що працюють при циклічних або ударних навантаженнях (пружини, пружинні лапи культиваторів, осі, вали і т. д.). Термін

служби деталей внаслідок втомних руйнувань на практиці дуже часто скорочується на 40–60%.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. На відміну від [2,3,4] досліджується кінетика розвитку поверхневої, як найбільш поширеної у несучих системах причепів дефектності, з урахуванням впливу сільськогосподарського корозійно–агресивного кислого середовища, яке може значно зменшити ресурс роботи. Отримано сукупність математичних співвідношень у вигляді нелінійного диференціального рівняння у часткових похідних з встановленими початковими і кінцевими умовами для визначення залишкового ресурсу. Із застосуванням результатів [4, 5, 6], замінюючи задачу модельною, у розвиток, обґрунтовано математичну модель для оцінки ресурсу роботи.

Мета дослідження. Необхідно побудувати математичну модель, тобто диференціальні рівняння з початковими і кінцевими умовами, які описують процес розвитку поверхневих пошкоджень тонкостінних металоконструкцій с/г техніки при циклічних навантаженнях у агресивних середовищах. Розглянемо трьохмірне тіло, послаблене плоскою поверхневою тріщиною з контуром L і початкової площі S_0 , яке навантажене циклічно з амплітудою p , а в тріщину потрапляє корозійно-агресивне середовище. При цьому вважаємо, що зовнішні навантаження розтягу з амплітудою p прикладені так, що напружено-деформований стан в тілі буде симетричним відносно площини розміщення тріщини, тобто описується в околі її вершини тільки коефіцієнтом інтенсивності напружень K_I . Задача полягає у визначенні часу кількості циклів навантаження $N = N_*$, по досягненню якого тіло зруйнується. При цьому вважатимемо, що тріщина рухається неперервно від початкової площі $S = S_0$ до кінцевої $S = S_*$. Це припущення є коректним, так як реальний скачкоподібний рух корозійно-втомної тріщини супроводжується скачками малого розміру ΔS_c за відносно великі проміжки часу Δt_c ($\Delta t_c = T\Delta N$, де ΔN – кількість циклів навантаження протягом елементарного стрибка тріщини; T – період циклу). У зв'язку з цим можемо наближено записати швидкість V росту тріщини у такому вигляді

$$V = \frac{dS}{dt} \approx \frac{\Delta S_c}{\Delta t_c}. \quad (1)$$

Аналогічно [1], запишемо рівняння енергетичного балансу для даного нерівноважного процесу

$$Q + A = W + \Gamma + K, \quad (2)$$

де $Q = const$ – величина теплової енергії; A – робота зовнішніх сил; W – енергія деформування тіла, після просування тріщини на величину ΔS_c , яку запишемо як [2, 3]

$$W = W_s + W_p^{(1)}(S) + W_p^{(2)}(t) - W_p^{(3)}(t). \quad (3)$$

Враховуючи вищесказане та диференціюючи за кількістю циклів навантаження N компоненти рівняння енергетичного балансу (2), отримаємо рівняння балансу швидкостей зміни енергетичних складових

$$\frac{\partial A}{\partial N} = \frac{\partial W}{\partial N} + \frac{\partial \Gamma}{\partial N}. \quad (4)$$

Враховуючи, що компоненти енергії деформування є складні функції [2, 3] від S і N , а площа неявно залежить від N і, підставляючи вираз (3) в (4), отримаємо

$$\frac{\partial}{\partial S} \left[\Gamma - (A - W_s - W_p^{(1)} - W_p^{(2)}) \right] \frac{dS}{dN} - \frac{\partial W_p^{(3)}}{\partial N} + \frac{\partial \Gamma}{\partial N} = 0. \quad (5)$$

Із рівняння (5) знайдено величину швидкості зміни площі тріщини під час її поширення $V = dS/dN$.

$$\frac{dS}{dN} = \frac{\partial (W_p^{(3)} - \Gamma)}{\partial N} \bigg/ \frac{\partial}{\partial N} \left[\Gamma - (A - W_s - W_p^{(1)} - W_p^{(2)}) \right]. \quad (6)$$

На основі [1] рівняння (6) можна записати у наступному вигляді

$$\frac{dS}{dN} = \frac{\partial (W_p^{(3)} - \Gamma)}{\partial N} \bigg/ (\gamma_{fC} - \gamma_t). \quad (7)$$

Для повноти математичної моделі додамо (аналогічно [1]) до рівняння (7) відповідно початкову і кінцеву умови

$$N = 0, \quad S(0) = S_0. \quad (8)$$

$$N = N_*(T), \quad S(N_*) = S_*, \quad (9)$$

де критичне значення площі S_* тріщини і γ_{fC} , γ_t будемо визначати як [1]

$$\gamma_t(S_*) = \gamma_{fC}, \quad \gamma_{fC} = \sigma_0 \delta_{fC}, \quad \gamma_t = \sigma_0 \int_L \delta_{t \max}^2(s) ds \left[\int_L \delta_{f \max}(s) ds \right]^{-1}. \quad (10)$$

Таким чином, кінетичне рівняння (7) та умови (8-10) і складають математичну модель для дослідження докритичного росту корозійно-втомної тріщини в елементах конструкції при симетричному навантаженні.

Реалізація математичної задачі (7–10) для конкретних випадків пов'язана із значними математичними труднощами. У зв'язку з цим спростимо розв'язок задачі аналогічно як і в праці [4].

Результати дослідження. Нехай півпростір з плоскою поверхневою тріщиною, в яку потрапляє корозійне середовище, розтягується циклічно в нескінченно віддалених точках рівномірно розподіленими зусиллями з амплітудою p , які направлені перпендикулярно до площини розміщення тріщини. Як впливає з результатів [1], швидкість росту розглядуваної вище тріщини V у разі її прямолінійного поширення пов'язана із параметрами напружено-деформованого стану у зоні передруйнування наступними співвідношеннями:

$$V = f(K_{I\max}), \quad (11)$$

$$f(K_{I\max}) = \frac{\beta_1(1-R)^4(K_{I\max}^4 - K_{scc\max}^4) + \eta_2(K_{I\max}^2 - K_{scc\max}^2)}{K_{fC}^2 - K_{I\max}^2}.$$

Розглянемо випадок, коли руйнування проходить в одній площині трьохвимірного тіла під дією циклічних навантажень і корозійно агресивного середовища. Оскільки, швидкість поширення тріщини V направлена по нормалі до контуру, то переміщення за час ΔN довільної точки M біжучого контуру тріщини в напрямку нормалі (рис. 1) визначатиметься:

$$MM' = \Delta N \cdot V. \quad (12)$$

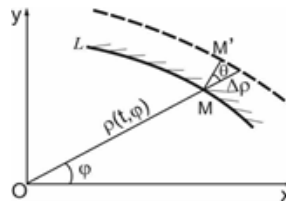


Рис. 1 – Схема локального розвитку плоскої корозійно-втомної тріщини

Звідси, приріст радіус-вектора $\Delta\rho$ полярної системи $O\rho$ (рис.1) запишеться у вигляді

$$\Delta\rho = \frac{|MM'|}{\cos\theta} = \frac{\Delta N \cdot V}{\cos\theta}, \quad (13)$$

де θ – кут між напрямком радіус-вектора ρ і нормаллю до контуру тріщини MM' . Із аналізу геометричної побудови на рис. 1 отримуємо [4, 5]:

$$\cos \theta = \frac{\rho}{\sqrt{\rho^2 + \left(\frac{\partial \rho}{\partial \varphi}\right)^2}}. \quad (14)$$

Підставляючи (14) в (13) і переходячи до границі при $\Delta N \rightarrow 0$, величину V визначаємо за формулою:

$$V = \frac{\partial \rho}{\partial N} \left(1 + \frac{1}{\rho^2} \left(\frac{\partial \rho}{\partial \varphi} \right)^2 \right)^{-1/2}. \quad (15)$$

З іншого боку, на основі (11) і (15), для знаходження невідомої функції $\rho = \rho(N, \varphi)$ отримаємо диференціальне рівняння

$$\frac{\partial \rho}{\partial N} = f \left(K_{I \max} \left(1 + \rho^{-2} \left(\frac{\partial \rho}{\partial \varphi} \right)^2 \right)^{1/2} \right), \quad (16)$$

при початкових і кінцевих умовах:

$$\begin{aligned} N = 0, \quad \rho(0, \varphi_0) &= \rho_0; \\ N = N_*, \quad \rho(N_*, \varphi_*) &= \rho_*. \end{aligned} \quad (17)$$

У даному випадку співвідношення (16), (17) визначають задачу для визначення кінетики поширення і періоду N_* докритичного росту плоскої тріщини. Для встановлення величин ρ_*, φ_* додається умова (критерій Ірвіна)

$$K_{I*}(\rho_*, \varphi_*) = K_{Ic}. \quad (18)$$

Для реалізації математичної моделі (16)-(18) пропонується наступний наближений підхід [4, 5]. Згідно нього зміна площі рухомої тріщини розглядуваної конфігурації, наближено така, як для півкругової тріщини радіуса a рівної початкової площі, а швидкість поширення контуру такої тріщини приймається сталим у всіх його точках (приймається це для максимального значення $K_{I \max}$, при цьому отриманий залишковий ресурс N_* має похибку в запас довговічності тіла, тобто рівняння (16) спрощується до вигляду

$$\frac{da}{dN} = \frac{\beta_1(1-R)^4 [K_{I \max}^4(a) - K_{sc \max}^4] + \eta_2 [K_{I \max}^2(a) - K_{sc \max}^2]}{K_{fc}^2 - K_{I \max}^2(a)}, \quad (19)$$

при початкових і кінцевих умовах

$$N = 0, \sqrt{2\pi^{-1}S_0} = a_0; N = N_*, a(N_*) = a_*. \quad (20)$$

При цьому, максимальне значення коефіцієнта інтенсивності напружень $K_{I\max}$ для півпростору з поверхневою півкруговою тріщиною за його розтягу зусиллями p визначається на основі результатів роботи [6]

$$K_{I\max} = 1.17p\sqrt{a}. \quad (21)$$

Підставляючи (21) в рівняння (19) і інтегруючи його при умовах (20), для визначення періоду $N = N_*$ докритичного росту корозійно-втомної тріщини початкової площі $S = S_0$ у півпросторі отримаємо формулу

$$N_* = \int_{a_0}^{a_*} \frac{K_{fC}^2 - 1.37ap^2}{\beta_1(1-R)^4 [1.87a^2 p^4 - K_{scc\max}^4] + \eta_2 [1.37ap^2 - K_{scc\max}^2]} da, \quad (22)$$

де $a_0 = \sqrt{2\pi^{-1}S_0}$, $a_* = 0.73K_{fC}^2 p^{-2}$.

Розглянемо випадок, коли матеріал півпростору сталь 17Г1С [7], корозійне середовище – 3% -ний розчин NaCl, що відповідає випадку засолених ґрунтів. При цьому вважається, що частота навантаження рівна 1Гц, асиметрія циклу - $R = 0,1$, а амплітуда навантаження $p = 200$ МПа. Критична величина розміру тріщини в даному випадку буде рівна $a_* = 0,237$ м, а кінетична діаграма росту корозійно-втомної тріщини буде описуватися [1] співвідношенням

$$\frac{dl}{dN} \approx \frac{5 \cdot 10^{-6} (K_{I\max}^2 - 25)}{12996 - K_{I\max}^2}. \quad (23)$$

Підставляючи ці дані у формулу (22) і чисельно інтегруючи підінтегральний вираз, отримаємо значення N_*

$$N_* = 2 \cdot 10^5 (a_0 - 0,419 \ln a_0 - 0,84) \text{ цикл}. \quad (24)$$

Розглянемо нескінченну пластину із сталі 17Г1С [7] товщини h , яка послаблена поверхневою півеліптичною тріщиною з півосями a_0 і b_0 ($b_0 > a_0$), в яку потрапляє 3% -ний розчин NaCl (рис. 2). Вважається, що така пластина розтягується у нескінченно віддалених точках перпендикулярно до площини поширення тріщини рівномірно розподіленими циклічними зусиллями амплітуди p з частотою 1 Гц і асиметрією циклу $R = 0,1$. Задача полягає у визначенні кількості

циклів навантаження $N = N_*$, по досягненню якого контур корозійно-втомної тріщини дійде до протилежної поверхні. При цьому вважаємо, що кінетична діаграма поширення корозійно-втомної тріщини в матеріалі пластини описується аналітичною залежністю (23). Дана задача є розрахунковою моделлю для визначення залишкового ресурсу (порушення герметичності) тонкостінних посудин з поверхневими тріщинами.

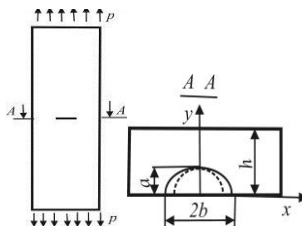


Рис. 2 – Схема розтягу товстої пластини з поверхневою півеліптичною тріщиною

Розв’язок сформульованої вище математичної задачі шукаємо наближено, аналогічно вищевикладеному, методом еквівалентних площ [4, 5]. Згідно цього методу зміна площі внаслідок поширення корозійно-втомної тріщини розглядуваної конфігурації буде наближено така, як для півкругової тріщини радіуса a такої ж початкової площі, а швидкість поширення точок її контуру приймається наближено однаковою. Замінюючи дану задачу модельною, в якій контур тріщини в пластині півколовий радіуса a обмежує площу рівну півеліптичній реальній тріщині, вибираємо найбільше значення КІН вздовж такого кругового контуру, а саме [6]

$$K_I = 2p\sqrt{h\pi^{-1}}F(\varepsilon), \quad F(\varepsilon) = \sqrt{\varepsilon}(1,01 + 0,067\varepsilon^3) \times \\ \times (1,57 - 0,51e^{-0,21\varepsilon^2}), \quad \varepsilon = ah^{-1}. \quad (25)$$

Підставляючи (25) в (23), для визначення періоду $N = N_*$ отримаємо наступне рівняння

$$\frac{d\varepsilon}{dN} \approx \frac{5 \cdot 10^{-6} h^{-1} [4h\pi^{-1} p^2 F^2(\varepsilon) - 25]}{12996 - 4h\pi^{-1} p^2 F^2(\varepsilon)}, \quad (26)$$

при початковій і кінцевій умовах

$$N = 0, \quad \varepsilon = \varepsilon_0 = h^{-1}\sqrt{a_0 b_0}; \quad N = N_*, \quad \varepsilon = 1.$$

Для визначення $N = N_*$ проінтегруємо (26) в межах заданих початкової і кінцевої умов. В результаті цього отримаємо:

$$N_* = 2 \cdot 10^5 h \int_{\varepsilon_0}^1 \frac{[12996 - 4h\pi^{-1}p^2F^2(\varepsilon)]}{[4h\pi^{-1}p^2F^2(\varepsilon) - 25]} d\varepsilon. \quad (27)$$

Висновки. Для випадку дії циклічних навантажень і корозійно-агресивних середовищ на несучі елементи машин з поверхневими тріщинами отримано сукупність математичних співвідношень (нелінійне диференціальне рівняння в часткових похідних, початкові і кінцеві умови) для визначення їх залишкового ресурсу. Реалізація запропонованої математичної моделі продемонстровано на задачі визначення залишкового ресурсу пластини з сталі 17Г1С, послабленої поверхневою півеліптичною тріщиною, підданої дії циклічним навантаженням в 3%-му розчині *NaCl*.

Література

1. Попович П. Залишковий ресурс тонкостінних конструктивних елементів несучих систем сільськогосподарських машин при дії агресивних середовищ / Попович П., Хомик Н., Добровольська Л. // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Випуск 146. – Х.: КП «Міська друкарня», 2014. – С. 142–151.
2. Андрейків О.Є., Кіт М.Б. Визначення залишкової довговічності тонкостінних елементів конструкцій при двохосьовому навантаженні // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – 2006. – №1. – С. 11-16.
3. Андрейків О.Є., Кіт М.Б. Визначення періоду до критичного росту тріщин в елементах конструкцій при їх двохчастотному навантаженні // Машинознавство. – 2006р. №2 – С.3–9.
4. Андрейків О.Є., Сас Н.Б. Докритичний ріст плоскої тріщини в тривимірному тілі за високотемпературної повзучості // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – 2008р. – №2. – С. 19–26.
5. Андрейків А.Е., Дарчук А.И. Усталостное разрушение и долговечность конструкций. – К.: Наук. Думка, 1992. – 184с.
6. Справочник по коэффициентам интенсивности напряжений / Под. ред. Мураками. – М.: Мир, 1990 – Т.1,2. – 1016 с.
7. Tsyrunyk O.T., Petryna D.Yu. Hredil M.I. The fracture peculiarities of trunk pipeline steels after their long term service // Proceedings of the international conference on Crack paths (CP 2006) 14th – 16th September 2006 – Parma (Italy). Paper N61.

Рецензент д.т.н., проф. О.Є. Андрейків

УДК 621.02

© Ю.В. Федорусь, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

ЕНЕРГІЯ ПРОРОСТАННЯ ТА СХОЖІСТЬ НАСІННЯ ЛЬОНУ- ДОВГУНЦЯ ПІСЛЯ ОБРОБКИ ПЛЮЩИЛЬНО- ОБЧІСУВАЛЬНИМ АПАРАТОМ

У статті викладено результати дослідження впливу робочих органів плющильно-обчисувального апарату на енергію проростання та схожість насіння льону-довгунця.

ЛЬОН-ДОВГУНЕЦЬ, ПЛЮЩИЛЬНО-ОБЧІСУВАЛЬНИЙ АПАРАТ, ПАРАМЕТРИ СТРІЧКИ, ВІЛЬНЕ НАСІННЯ, БАРАБАН.

Постановка проблеми. Збирання льону-довгунця в поліській зоні України може здійснюватись прямим чи роздільним комбайнуванням із застосуванням льонозбиральних комбайнів. Такі способи збирання зумовлені кліматичними умовами регіону, насіння льону при цьому має значну вологість. Пряме комбайнування застосовують за сприятливої погоди за умови рівномірного досягання насінневих коробочок. За несприятливих погодних умов, якщо вологість насінневої частини урожаю не дозволяє застосовувати пряме комбайнування, реалізують роздільний спосіб, що передбачає брання льону з розстилом на льоновищі з подальшим його перевертанням та підбиранням підбирачами-молотарками або льонозбиральними комбайнами з підбираючими пристроями після вилежування. Якість насіння при цьому у великій мірі залежить від способу відділення коробочок від стебел льону, має місце пошкодження насіння та його втрата із стебловою масою. Усе зазначене обумовлює необхідність визначення порівняльної якості насіння льону, як насінневого матеріалу, в залежності від конструкції засобів для його відділення, які б забезпечували зменшення втрат та пошкодження насіння.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Відділення насінневих коробочок від стебел льону може проводитись обчисуванням або плющенням коробочок. Кожен з двох способів має свої переваги та недоліки. Так, при обчисуванні стебел краще виводяться насінневі коробочки і насіння, що застрягли між стеблами, а стебла стають рівніші; в той же час частина стебел під час обчисування обриваються і обривки йдуть в путанину. Набагато менше путанини

утворюється при плющенні стебел із насіннєвими коробочками, але можливе застрявання насіннєвих коробочок і насіння між стеблами.

З метою використання переваг обчісування стебел і плющення насіннєвих коробочок та підвищення якості їх відділення від стебел був запропонований пристрій, який складається із вальців з опорною поверхнею та гребінок із зубами (див. Патент України № 19568, кл А 01 D 45/06). Послідовність виконання даних операцій буде визначати якість та ефективність використання плющильно-обчісувального апарата. В завдання вальців, цього пристрою, входить плющення головчатої частини стеблової стрічки, а в завдання гребенів – обчісування стрічки після плющення, яке включає вичісування із стрічки невідокремлених коробочок і насіння, яке застряло. Робота таких пристроїв мало вивчена.

Мета дослідження – зробити порівняльний аналіз якості насіння отриманого різними способами з використанням стандартного та вдосконаленого очісувального апарату.

Результати дослідження. Визначення ефективного варіанта відділення насіння залежить від фізико-механічних властивостей льону-довгунця та фази стиглості під час збирання. Найкращий варіант відділення, при якому отримуємо максимальну кількість вільно виділеного насіння є поєднання технологічного процесу плющення з обчісуванням.

Плющення верхівкової частини стебел льону має певні переваги та недоліки перед обчісуванням. При обчісуванні стебел краще виводяться насіннєві коробочки і насіння, що залишилися між стеблами, а стебла стають рівнішими; в той же час частина стебел під час обчісування обривається і обривки йдуть у плутанину. Набагато менше плутанини утворюється при плющенні стебел із насіннєвими коробочками, але можливе залишення насіннєвих коробочок і насіння між стеблами. Переваги та недоліки цих методів відділення насіннєвих коробочок враховані у льоноплющильно-обчісувальному апараті, що зображений на рис. 1.

Плющильні вальці обертаються навколо осі, спільної з віссю обертання гребінки, та здійснюють круговий рух у просторі разом з гребінкою. Такий апарат спочатку проводить плющення стрічки, а потім її обчісування.

Верхня частина стрічки необчесаних стебел вводиться затискним транспортером 1 в обчісувальну камеру 2 і попадає під дію плющильних вальців 10. Завдяки підпружиненій опорній направляючій поверхні 11 верхня частина стрічки притискується до рухомих плющильних вальців 10. В обчісувальній камері 2 встановлений упор

21, який не дозволяє поверхні 11 піднятись високо і перешкоджати стеблам увійти в камеру. Тут стиглі насінневі коробочки роздавлюються з випаданням із них насіння. При подальшому русі в обчисувальній камері 2 верхня частина стрічки попадає під дію зубів 16 гребенів 9, завдяки чому відділяються усі коробочки від стебел.

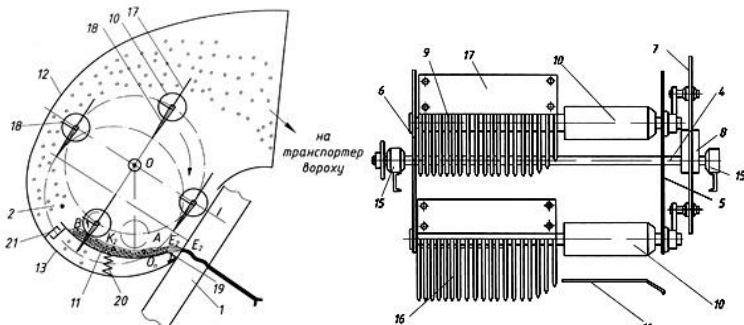


Рис. 1— Плющильно-обчисувальний апарат: 1 – затискний транспортер; 2 – обчисувальна камера; 3 – барабан; 4 – вал; 5, 6, 7 – диски; 8 – ексцентриковий механізм; 9 – гребені; 10 – плющильні вальці; 11 – опорна направляюча поверхня; 12 – корпус; 13 – піддон; 14, 15 – підшипники; 16 – обчисувальні зуби; 17, 18 – лопаті; 19 – куліса; 20 – пружина; 21 – упор

Обчесані стебла виводяться затискним транспортером 1 із обчисувальної камери 2, а залишений ворох, який складається із насіння, полови, обривків стебел, нерозплющених коробочок і бур'янів, лопатями 17 та 18 гребенів 9 піднімається вгору і подається на транспортер вороху.

Методика дослідження. Під час роботи плющильно-обчисувального апарата запропонованої конструкції, його робочі органи (вальці, гребінки) взаємодіють з насінням льону-довгунця, що може призвести до його пошкодження. Тому необхідно було визначити енергію проростання та схожість насіння льону-довгунця, що було отримано в результаті роботи плющильно-обчисувального апарата.

Проби для визначення енергії проростання та схожості насіння відбирались як з вільного насіння, так і з насінневих коробочок, що містилися у лляному вороху.

Енергію проростання та схожість визначали згідно ГОСТ 12038–84. Відбирали чотири проби у кількості 100 насінин. Насіння льону-довгунця з кожної відібраної проби висівали в окремі ростильні (чашки Петрі), у яких знаходився прожарений пісок діаметром 0,5...1,0 мм.

Пісок зволожували до 50...60% від його повної вологості. Ростильні з насінням встановлювали у термостат і пророщували при постійній температурі +20°C та в темряві. При цьому сліdkували, щоб пісок в ростильнях не пересихав. Контроль за насінням здійснювали через 3 доби (енергія проростання) і через 7 діб (схожість). До схожого належить насіння з нормально розвинутим паростком, довжина якого не менше половини довжини насіння.

Середню кількість схожого насіння й того, яке не проросло вирахували з точністю до 0,01. Результат визначення схожості записували цілим числом. Перевірку на енергію проростання і схожість проводили також через два місяці після проведення досліджень.

Результати дослідження енергії проростання і схожості насіння льону-довгунця (табл.) показують, що ударні навантаження, які мають місце у процесі роботи плюцильно-обчісувального апарату із плюцильними вальцями на схожість і енергію проростання насіння практично не впливають.

Таблиця - Енергія проростання і схожість насіння льону-довгунця

Вид проби насіння		Енергія проростання, %		Схожість, %	
		значення у повторюваностях	середнє значення	значення у повторюваностях	середнє значення
Вдосконалений льонокомбайн з	Вільно виділене насіння	96	95	100	98
		94		96	
		95		98	
вдосконаленим плюцильно-обчісувальним апаратом	Насіння у нерозкритих коробочках	75	72	83	79
		71		79	
		70		75	
Базовий льонокомбайн ЛК-4А	Вільно виділене насіння	90	91.3	92	94
		91		94	
		93		96	
	Насіння у нерозкритих коробочках	86	85	90	90
		83		92	
		86		88	

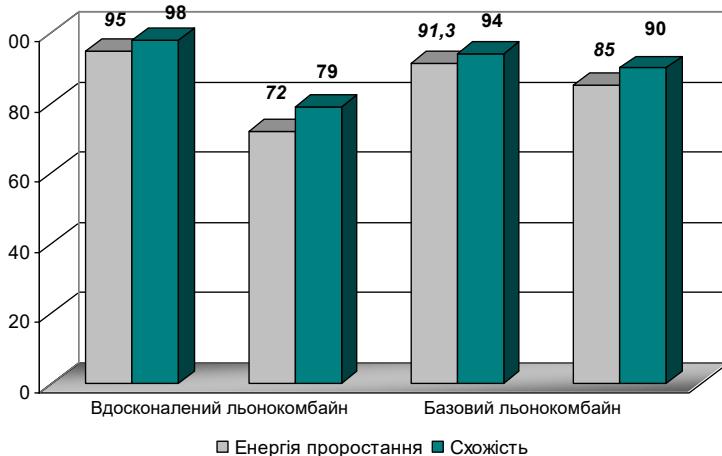


Рис. 2 - Результати експериментальних досліджень енергії проростання та схожості насіння льону-довгунця при збиранні льнокомбайном

Висновок. Як показують результати досліджень, насіння отримане із насінневих коробочок, що не виділилось в процесі роботи розробленого апарату, має нижчу схожість і енергію проростання. Це пов'язано з тим, що вони незрілі та малі за розміром коробочки, які не відокремились зі стрічки льону.

Якість насіння найвища за умов збирання льону у фазі жовтої стиглості. Воно має схожість 98%, енергію проростання – 95%, масу 1000 насінин – 4,9 г. Насіння із льону, зібраного у фазі ранньої жовтої стиглості, поступається за вказаними вище показниками на 3–6%, а пізніх фаз стиглості – на 2–4%.

Література

1. Льноуборочные машины / Г.А. Хайлис, Н.Н. Быков, В.Н. Бухарин и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.
2. Хайліс Г.А., Федорусь Ю.В. Механіка рослинних матеріалів. Навчальний посібник. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2004. – 322 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А.Хайліс

УДК 631.3.072

© М.В. Усенко, к.т.н., В.В. Оніщук
Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ГНУЧКОЇ БОРОНИ З РЕГУЛЮВАНИМИ ЗУБАМИ

Обґрунтовано застосування гнучкої борони з регульованими зубами в різних умовах роботи. Проведено аналіз роботи даної борони в ґрунтах з різною вологістю.

БОРОНА, ЛАНЦЮГ, ЛАНКА, ЗУБ, ОСНОВА, ГРЕБЕНЯСТІСТЬ, ГРУНТ, ВОЛОГІСТЬ.

Постановка проблеми. Виконання сукупності сільськогосподарських операцій є обов'язковою умовою для отримання високого і якісного врожаю будь-якої культури. Причому дані операції повинні бути проведені в оптимальні агротехнічні строки. Основний обробіток ґрунту є першою серед всіх даних операцій. Мінімальний обробіток ґрунту, який поєднує операції оранки і боронування, є популярним останнім часом і для виконання цих операцій набуває поширення використання комбінованих знарядь і, відповідно, велике значення мають якісні показники виконання даних операцій.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Існує багато конструкцій комбінованих агрегатів для виконання операцій мінімального обробітку ґрунту. Серед них є плуги з дисковими і зубовими робочими органами, які можна віднести до класичних. Але останнім часом набули поширення плуги з так званими гнучкими боронами. Дані борони є модульними і вони виконані у вигляді ланцюга з зубами різної форми [2, 3]. Дані машини інтенсивно обробляють ґрунт в різних зовнішніх умовах роботи. Але існуючі гнучкі борони все-таки недостатньо пристосовані для роботи на різних за фізико-механічним складом ґрунтах через відповідну конструкцію зубів, їх кріплення і т.д. Отже і в наукових працях в даній області не підняті ці питання [1, 4].

Мета дослідження. Отримання експериментальних залежностей режимів роботи гнучкої борони.

Результати дослідження. Проведені дослідження дозволили розробити плуг з гнучкою бороною з регульованими зубами [5]. Основна робоча одиниця даної борони подана на рис. 1.

Борона гнучка з регульованими зубами містить ланцюговий модуль з ланками 1, кріпильні елементи 2, основи 3, шайби 4, горизонтальні пальці 5, розпушуючі зуби 6, опори 7, фігурні втулки 8, вертикальні пальці 9.

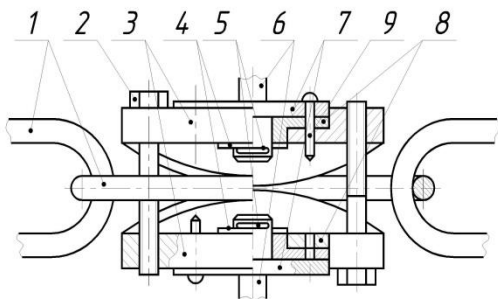


Рис. 1 – Борона гнучка з регульованими зубами (робоча одиниця):
1 – ланцюговий модуль з ланками; 2 – кріпильні елементи; 3 – основи; 4 – шайби; 5 – горизонтальні пальці; 6 – розпушуючі зуби; 7 – опори; 8 – фігурні втулки; 9 – вертикальний палець

Верхня сторона основи 3 являє собою прямокутну пластину, а нижня – дві перпендикулярні до неї напівкруглі пластини, кожна з яких має з зовнішнього боку багатогранну поверхню з радіусом описаного кола меншим, ніж радіус самої напівкруглої пластини. З одного боку прямокутної пластини виконаний паз, а з другого – різьбовий отвір, через які обидві основи 3 з'єднуються між собою кріпильними елементами, наприклад, болтами 2 на ланці модуля борони. Багатограними поверхнями основа 3 спирається на ланку, а напівкруглі пластини спираються своїми боковими поверхнями об внутрішні поверхні ланки і забезпечують стабільне положення основи по поперечній осі ланки. Обидві основи 3 закріплені до ланки за допомогою двох болтів 2, причому нерізьбова частина кожного болта біля його головки розташована в пазу основи 3. По центру основи 3 виконаний отвір, в який запресована фігурна втулка 8, наприклад, бронзова. Опора 7 виконана фігурною і являє собою плоский диск, з яким жорстко скріпленний виступ циліндричної форми. Для запобігання осьового переміщення опори 7 передбачені шайба 4 і горизонтальний палець 5. До верхньої дископодібної частини опори 7 жорстко закріплені розпушуючий зуб 6. У фігурній втулці 8, основи 3 та опорі 7 виконані співвісні отвори, у яких розміщений вертикальний палець 9 для надійності.

Борона гнучка з регульованими зубами працює таким чином. Перед початком роботи в залежності від зовнішніх умов (тип ґрунту за механічним складом, вологість, кам'янистість та ін.) встановлюють необхідне положення розпушуючих зубів 6, що визначає режим їх роботи. Необхідне положення зубів 6, тобто кут нахилу їх до

поздовжньої осі ланки забезпечується відповідним положенням основ 3, яке фіксується за допомогою болтів 2. На рис. 1 показано таке положення основ 3, коли зуби 6 займають перпендикулярне до поздовжньої осі ланки положення і одна з граней багатогранної частини основи 3 повністю лежить на ланці. Поворотом опори 7 можна досягти співпадання отвору даної опори з отворами фігурної втулки 8 і основи 3 для вертикального пальця 9 і закріпити його. Вертикальний палець 9 можна закріпити в такому положенні, коли розпушувач зуб 6 займе перпендикулярне положення до поздовжньої осі ланки, як і показано на рис. 1. Таке розташування всіх вказаних елементів може забезпечити якісне виконання роботи тільки в певних конкретних умовах (легкі за механічним складом, малокам'янисті, сухі ґрунти), що зустрічаються не часто. Для забезпечення більш якісного, ніж у вищезгаданому випадку, обробітку різних типів ґрунтів необхідно змінити горизонтальні і вертикальні кути розташування розпушувачів зубів 6 до поздовжньої осі ланки. Для цього опору 7 необхідно повернути і далі зафіксувати її вертикальним пальцем 9 і, таким чином, досягти необхідне положення зуба 6 у горизонтальній площині. Для зміни кута розташування зубів 6 у вертикальній площині необхідно поміняти розташування основ 3, для чого поперемінно відпускають один і затягують інші болти 2 до тих пір, поки основи 3 не ляжуть повністю однією з граней своїх багатограних поверхонь на ланку. При такому положенні двох основ 3, що закріплені на одній ланці, забезпечується стабільний кут розташування цих основ і відповідно зубів 6 у вертикальній площині. Оптимальні кути підбираються в залежності від зовнішніх умов роботи. Вищеписаним способом можливо підібрати необхідне стале положення зуба 6, при якому буде досягнутий потрібний ефект роботи.

Найбільш оптимальним режимом роботи, який забезпечує якісний обробіток ґрунту в найбільш несприятливих зовнішніх умовах, про які було сказано вище, може бути такий, при якому розпушувач зуб 6 встановлений під певним кутом у вертикальній площині, а його опора 7 закріплена вільно, тобто вертикальний палець 9 відсутній (не встановлений) і дана опора може обертатись вільно. Таке обертання опори 7 і зубів 6 забезпечується при входженні зуба у ґрунт і утворенні відповідних реакцій між ними.

Після встановлення перед початком роботи оптимального розташування зубів, агрегат починає рухатись, зуби входять у ґрунт і обробляють його.

Слід зазначити, що найбільш оптимальною формою розпушувачого зуба для даної борони може бути V-подібна форма.

Вільне закріплення зубів забезпечує їх провертання безпосередньо у ґрунті, при вході і виході з нього, а також поза ґрунтом за рахунок сил інерції, що в свою чергу забезпечує інтенсивний обробіток ґрунту, самоочищення зубів від налипання вологого ґрунту і рослинних решток, а також зменшує імовірність поломки при зустрічі зуба з твердою перепоною.

Застосування борони з регульованими зубами підвищує інтенсивність обробітку ґрунту, що особливо важливо при роботі на важких за механічним складом і вологих ґрунтах, підвищує надійність конструкції і забезпечує самоочищення робочих органів за рахунок наявності регулювання положення зубів та можливості їх вільного обертання під час роботи.

Досліджена гребенястість ґрунту при обробітку її двома типами гнучких борін. Нашими попередніми дослідженнями і даними інших дослідників встановлено, що оптимальна гребенястість на схилах крутістю до 8° повинна становити до 3 см, при гребенястості ґрунту перед початком роботи до 10 см [1, 4].

Мінімальна гребенястість ґрунту надає не тільки максимально привабливий естетичний вигляд обробленій ділянці, але і має велике значення при використанні малогабаритної техніки на його обробітку. При виконанні операцій садіння розсади, висаджування картоплі гребенястість ґрунту (до 10 см), що утворилась в результаті передпосівного обробітку серійними боронами, не сприяє плавному руху агрегату (садильного чи висаджувального). Тому у завдання агрегата з гнучкою бороною входить забезпечення мінімальної гребенястості ґрунту.

Гребенястість ґрунту – це середнє значення відстаней від поверхні ґрунту до нижньої точки впадини.

На рис. 2 подані графіки залежності гребенястості ґрунту від глибини його обробітку агрегатом – малогабаритний трактор з плугом з стандартною гнучкою бороною. Графіки описуються криволінійною залежністю, що наближається за значенням до функції виду $t = bh^c$, де $-1 < c < 0$, при $h \neq 0$. Варіаційні показники: для $W = 18\%$ - $\bar{t} = 5,4$ см, $\sigma = \pm 0,8$ см, $V = 14,8\%$, $m = \pm 0,16$ см, $P = 2,96\%$; для $W = 22\%$ - $\bar{t} = 6$ см, $\sigma = \pm 0,8$ см, $V = 13,3\%$, $m = \pm 0,16$ см, $P = 2,67\%$; для $W = 25\%$ - $\bar{t} = 6,3$ см, $\sigma = \pm 0,8$ см, $V = 12,7\%$, $m = \pm 0,16$ см, $P = 2,54\%$.

Зі збільшенням глибини обробітку ґрунту стандартною гнучкою бороною показник гребенястості зменшується і досягає свого мінімального значення (3,5 - 4 см) при максимальній для даної борони глибині обробітку. З графіка на рис. 2 видно, що стандартна борона

відповідає оптимальному значенню даного показника у досліджуваних границях вологості ґрунту і глибини його обробітку.

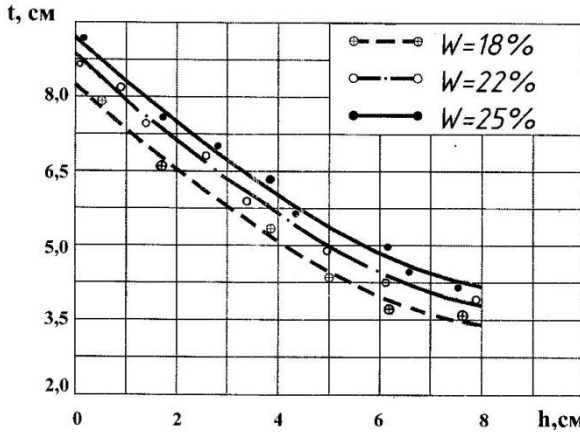


Рис. 2 – Залежність гребенястості ґрунту t від глибини його обробітку h при різній вологості ґрунту W під час роботи стандартної гнучкої борони

На рис. 3 подані графіки залежності гребенястості ґрунту від глибини його обробітку агрегатом – малогабаритний трактор з плугом з експериментальною гнучкою бороною. Графіки описуються криволінійною залежністю, що наближається за значенням до функції виду $t = bh^c$, де $-1 < c < 0$, при $h \neq 0$. Варіаційні показники: для $W = 18\%$ - $\bar{t} = 4,5$ см, $\sigma = \pm 1,05$ см, $V = 23,3\%$, $m = \pm 0,21$ см, $P = 4,67\%$; для $W = 22\%$ - $\bar{t} = 5,3$ см, $\sigma = \pm 1,1$ см, $V = 20,7\%$, $m = \pm 0,22$ см, $P = 4,2\%$; для $W = 25\%$ - $\bar{t} = 5,8$ см, $\sigma = \pm 1,1$ см, $V = 18,9\%$, $m = \pm 0,22$ см, $P = 3,8\%$.

Як показують криві графіка, гребенястість ґрунту в необхідних границях в 2–3 см забезпечується даною бороною на необхідній глибині до 8 см. При інших глибинах значення цього показника змінюється (при збільшенні глибини обробітку ґрунту він зменшується).

Експериментальна гнучка борона на відміну від стандартної здатна краще (з меншими відхиленнями) забезпечити необхідне значення показника гребенястості ґрунту при різній вологості і необхідній глибині обробітку через те, що тут зуби борони встановлені вільно, можуть обертатись навколо своєї осі і, відповідно, більш інтенсивно обробляти ґрунт та зменшувати його гребенястість.

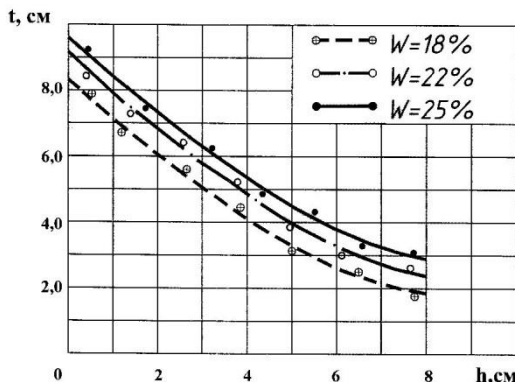


Рис. 3 - Залежність гребенястості ґрунту t від глибини його обробітки h при різній вологості ґрунту W під час роботи експериментальної гнучкої борони

Слід зазначити, що наведена конструкція експериментальної гнучкої борони не є кінцевою границею її вдосконалення. Є варіанти для подальших розробок нових конструкцій даних борін в напрямку вдосконалення форми зуба, його кріплення, привода, що може призвести до досягнення ще кращих агротехнічних показників.

Висновки. Наведений вище аналіз роботи гнучкої борони з регульованими зубами показує, що вона забезпечує високі агротехнічні показники роботи у порівнянні з машинами-аналогами.

Література

1. Александрян К.В. Машины для освоения горных склонов и борьбы с водной эрозией почвы. – М.: Агропромиздат, 1985. – 191 с.
2. Патент № 20445144 Россия, МКВ А 01 В 49/02. Устройство для обработки почвы Н.И. Бездольного / Бездольный Н.И.; – № 5061626/15; заявл. 07.09.1992, опубл. 10.10.1995.
3. Патент № 2046579 Россия, МКВ А 01 В 49/02. Сельскохозяйственный агрегат Н.И. Бездольного / Бездольный Н.И. – № 5059091/15; заявл. 18.08.1992, опубл. 27.10.1995.
4. Канарев Ф.М. Ротационные почвообрабатывающие машины и орудия. –М.: Машиностроение, 1983. – 144 с.
5. Пат. № 67581 Україна, МКВ А01В 49/02. Борона гнучка з регульованими зубами / М.В. Усенко та ін. – № 2003109746. Заявл. 30.10.2003. Опубл. 15.06.2004, Бюл. № 6.

Рецензент д.т.н., проф. Б.О. Пальчевський

УДК 622.331

© Р.А. Хлопецький

Луцький національний технічний університет,

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ МАТЕРІАЛЬНОЇ ТОЧКИ ПО ПОВЕРХНІ СПІРАЛІ АРХІМЕДА

У статті запропоновано математичне моделювання переміщення сапропелю через рух матеріальної точки лопаттю у вигляді спіралі Архімеда у процесі розробки озерних родовищ.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ, РУХ, СПІРАЛЬ АРХІМЕДА, МАТЕРІАЛЬНА ТОЧКА.

Постановка проблеми. На сучасному етапі розвитку Україна перебуває у стані перехідних умов господарювання. За таких умов агропромисловий комплекс вимагає дешевих і якісних органічних добрив та добрив на основі органічної речовини. Одним із таких добрив можуть стати озерні сапропелі, запаси на території нашої держави яких дозволяють забезпечити агропромисловий комплекс органічними добривами на багато років. Необхідність добування озерних сапропелів обумовлюється також природньо-екологічним фактором, оскільки більшість озер Західного регіону України перебувають на стадії зникнення. Внаслідок швидкого замулення втрачається здатність озера до самоочищення і воно замулюється. Такі озера потребують негайного відновлення із збереженням ресурсного потенціалу водойми, що вимагає особливого підходу до процесів добування донних відкладів, їх переробки та подальшого використання [1].

Запропонований нами добувний модуль озерних сапропелів [2] здатен вирішити проблеми добування озерних сапропелів, та складність процесу і комбінованість декількох операцій вимагають значних теоретичних досліджень, зокрема особливої уваги вимагає розрахунок параметрів і процесу добуваючої фрези, оскільки вона є основним робочим органом.

Аналіз останніх досліджень та публікацій показав відсутність існуючих теоретичних досліджень процесу переміщення озерного сапропелю по криволінійній поверхні, зокрема за умов добування середнього шару сапропелю добуваючою фрезею, лопаті якої виконано у формі сектора спіралі Архімеда під шаром води. Тому раціонально розробити математичну модель переміщення матеріальної точки по внутрішній поверхні сектора спіралі Архімеда.

Метою дослідження є розробка математичної моделі руху матеріальної точки по внутрішній поверхні лопасті фрези, яка виконана у вигляді сектора спіралі Архімеда.

Зведемо згадану задачу до її математичного формулювання.

Формулювання задачі. Плaska крива, розміщена у вертикальній площині Oxy і задана її графіком $r = r(\varphi)$

$\left(\frac{dr}{d\varphi} \leq 0, 0 < \varphi < \frac{\pi}{2} \right)$ у полярній системі координат $Or\varphi$, обертається у своїй площині за годинниковою стрілкою зі сталою кутовою швидкістю ω . У початковий момент часу $t = 0$ у деякому місці кривої поміщено матеріальну точку масою m , що знаходиться у спокої відносно деякої абсолютної інерційної системи координат. Коефіцієнт тертя ковзання між матеріальною точкою і кривою дорівнює f . Пришвидшення вільного падіння g . На точку також діє виштовхувальна сила Архімеда пропорційна до ваги витісненої рідини, тобто $mg \frac{d_s}{d_w}$, де d_s – густина сапропелю, d_w – густина води, в яку він занурений. Знайти рівняння руху матеріальної точки.

Розв'язування задачі. Вважатимемо, що матеріальна точка не відривається від кривої, і тому розглядатимемо рух цієї точки у неінерційній системі координат, незмінно пов'язаній із заданою кривою. Центр системи відліку помістимо в нерухому точку O . Оскільки траєкторія точки, відповідно до умови задачі задана в полярній системі координат, то введемо у розгляд систему одиничних ортогональних векторів e_r та e_φ , спрямованих відповідно вздовж радіуса-вектора точки та перпендикулярно до нього у напрямі відліку полярного кута φ (див. рис. 1).

Відповідно до [3], $\frac{de_r}{d\varphi} = e_\varphi$, $\frac{de_\varphi}{d\varphi} = -e_r$. Додатково введемо

орти натуральної системи координат: нормаль n , спрямовану у напрямі найбільшої увігнутості траєкторії, та дотичну τ . Ці вектори пов'язані із векторами e_r та e_φ залежностями:

$$\tau = (r'_\varphi(\varphi)e_r + r(\varphi)e_\varphi) / J(\varphi); \quad n = (-r(\varphi)e_r + r'_\varphi(\varphi)e_\varphi) / J(\varphi),$$

де $J(\varphi) = \sqrt{[r(\varphi)]^2 + [r'(\varphi)]^2}$ – якобіан; штрихами позначено похідні за змінними, що розташовані в індексі, тобто $r'_\varphi = \frac{dr}{d\varphi}$.

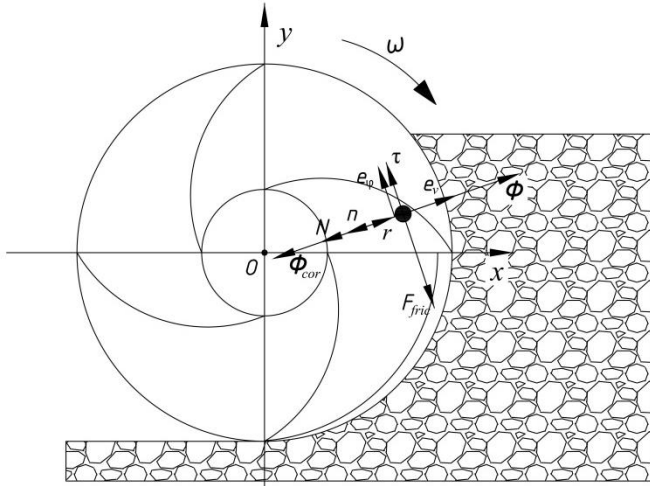


Рис. 1 – Схема дії сил на матеріальну точку, яка рухається криволінійною поверхнею

Відносна швидкість матеріальної точки, відповідно до означення [4], дорівнює:

$$v_{rel} = \frac{dr}{dt} = \frac{d}{dt}(r e_r) = \frac{dr}{dt} e_r + r \frac{de_r}{dt} = \dot{\varphi} (r'_\varphi(\varphi) e_r + r(\varphi) e_\varphi) = \dot{\varphi} J(\varphi) \tau, \quad (1)$$

Тут $\dot{\varphi} = \frac{d\varphi}{dt}$ – похідна за часом від полярного кута φ , що задає розташування матеріальної точки на її траєкторії.

Відповідно до (1) та означення [4], відносно пришвидшення матеріальної точки дорівнює:

$$\begin{aligned} a_{rel} &= \frac{dv_{rel}}{dt} = \frac{d}{dt} [\dot{\varphi} (r'_\varphi(\varphi) e_r + r(\varphi) e_\varphi)] = \\ &= \ddot{\varphi} J(\varphi) \tau + (\dot{\varphi})^2 [(r''_\varphi(\varphi) - r(\varphi)) e_r + 2r'_\varphi(\varphi) e_\varphi] = \\ &= [\ddot{\varphi} J(\varphi) + (\dot{\varphi})^2 \alpha(\varphi)] \tau + \frac{(\dot{\varphi} J(\varphi))^2}{\rho(\varphi)} n, \end{aligned} \quad (2)$$

де $\alpha(\varphi) = r'_\varphi(\varphi)(r''_\varphi(\varphi) + r(\varphi))/J(\varphi)$;

$\rho = [J(\varphi)]^3 / \left(r(\varphi)[r(\varphi) - r''_\varphi(\varphi)] + 2[r'_\varphi(\varphi)]^2 \right)$ – радіус кривини траєкторії.

Переносне (транспортне) пришвидшення (тобто пришвидшення, зумовлене обертанням системи координат разом із кривою) для матеріальної точки дорівнює:

$$a_{tr} = -\omega^2 r(\varphi) e_r \quad (3)$$

і спрямоване до центра O обертання, оскільки кутове пришвидшення системи координат, незмінно пов'язаної з кривою, відповідно до умови задачі дорівнює нулю ($\omega = const$, $\varepsilon = \dot{\omega} = 0$).

Коріолісове пришвидження матеріальної точки обчислимо із урахуванням того, що вектор переносної кутової швидкості, відповідно до умови задачі, дорівнює $\omega_{tr} = \omega[n \times \tau]$. Тобто коріолісове пришвидження точки, відповідно до означення [4], дорівнює:

$$\begin{aligned} a_{cor} &= 2[\omega_{tr} \times v_{rel}] = 2\omega J(\varphi) \dot{\varphi} [[n \times \tau] \times \tau] = \\ &= -2\omega J(\varphi) \dot{\varphi} [\tau \times [n \times \tau]] = -2\omega J(\varphi) \dot{\varphi} n. \end{aligned} \quad (4)$$

Тут символом « \times » позначено операцію векторного добутку.

Отже, відповідно до (3) і (4) та принципу Даламбера [4] переносна та коріолісова сили інерції дорівнюють:

$$\Phi_{tr} = -ma_{tr} = m\omega^2 r(\varphi) e_r, \quad \Phi_{cor} = -ma_{cor} = 2m\omega J(\varphi) \dot{\varphi} n. \quad (5)$$

Окрім сил інерції (5) на матеріальну точку діють нормальна реакція в'язі (кривої):

$$N = Nn, \quad (6)$$

сила тертя ковзання, що відповідно до закону Кулона [4] вважається рівною:

$$F_{fric} = -fN \operatorname{sign}(v_{rel} \times \tau) \tau = -fN \operatorname{sign}(\dot{\varphi}) \tau, \quad (7)$$

та сила ваги і сила Архімеда матеріальної точки, сумарний вектор яких у вибраній неінерційній системі координат має вигляд:

$$G = mg \left(1 - \frac{d_s}{d_w} \right) \left[\sin(\omega t - \varphi) e_r - \cos(\omega t - \varphi) e_\varphi \right]. \quad (8)$$

Відповідно до другого закону Ньютона [4], записаного для неінерційної системи відліку, відносно пришвидження матеріальної точки пропорційне до векторної суми активних сил, реакцій в'язей та сил інерції, що діють на неї, тобто:

$$ma_{rel} = F_{fric} + G + N + \Phi_{tr} + \Phi_{cor}. \quad (9)$$

Запишемо векторну рівність (9) у проекціях на осі натуральної системи координат, означеної векторами (n, τ) . Для цього помножимо скалярно рівність (9) спочатку на τ , а потім на n із урахуванням таких залежностей:

$$\begin{aligned} n \cdot n &= 1, \quad \tau \cdot \tau = 1, \quad n \cdot \tau = 0, \quad e_r \cdot e_r = 1, \quad e_\varphi \cdot e_\varphi = 1, \quad e_r \cdot e_\varphi = 0, \\ n \cdot e_r &= (-r(\varphi)e_r + r'_\varphi(\varphi)e_\varphi) / J(\varphi) \cdot e_r = -r(\varphi) / J(\varphi); \\ n \cdot e_\varphi &= (-r(\varphi)e_r + r'_\varphi(\varphi)e_\varphi) / J(\varphi) \cdot e_\varphi = r'_\varphi(\varphi) / J(\varphi); \\ \tau \cdot e_r &= (r'_\varphi(\varphi)e_r + r(\varphi)e_\varphi) / J(\varphi) \cdot e_r = r'_\varphi(\varphi) / J(\varphi); \\ \tau \cdot e_\varphi &= (r'_\varphi(\varphi)e_r + r(\varphi)e_\varphi) / J(\varphi) \cdot e_\varphi = r(\varphi) / J(\varphi). \end{aligned}$$

У такий спосіб отримаємо рівняння відносного руху матеріальної точки уздовж кривої $r = r(\varphi)$:

$$\begin{aligned} \ddot{\phi}J(\varphi) + (\dot{\phi})^2 \alpha(\varphi) &= -f\tilde{N} \operatorname{sign}(\dot{\phi}) + \\ + \frac{g}{J(\varphi)} \left(I - \frac{d_s}{d_w} \right) &\left[r'_\varphi(\varphi) \sin(\omega t - \varphi) - r(\varphi) \cos(\omega t - \varphi) \right] + \\ &+ \frac{\omega^2 r(\varphi) r'_\varphi(\varphi)}{J(\varphi)}, \end{aligned} \quad (10)$$

де

$$\begin{aligned} \tilde{N} = \frac{N}{m} &= \frac{(\dot{\phi}J(\varphi))^2}{\rho(\varphi)} + \frac{[\omega r(\varphi)]^2}{J(\varphi)} - 2\omega J(\varphi)\dot{\phi} + \\ + \frac{g}{J(\varphi)} \left(I - \frac{d_s}{d_w} \right) &\left[r(\varphi) \sin(\omega t - \varphi) + r'_\varphi(\varphi) \cos(\omega t - \varphi) \right]. \end{aligned} \quad (11)$$

Якщо матеріальна точка поміщена на криву без початкової швидкості в абсолютній системі координат, то початкові умови задачі, з урахуванням вибраних напрямів відліку кута φ та кутової швидкості ω обертання системи відліку, мають вигляд:

$$\varphi(0) = \varphi_0 = 0; \quad v_{rel}(0) \times e_\varphi(\varphi_0) = \omega r(\varphi_0) \Rightarrow \dot{\phi}(0) = \omega. \quad (12)$$

Рівняння (10) необхідно розв'язувати з урахуванням умови $\tilde{N} \geq 0$, тобто того, що матеріальна точка не відривається від поверхні кривої.

Диференціальне рівняння (10) є нелінійним диференціальним рівнянням зі змінними коефіцієнтами, тому для його розв'язування

використовуються числові методи. Оскільки в (10) присутня розривна функція $sign$, то для забезпечення стійкості розв'язку необхідно вибирати числову схему зі сталим кроком. Отже, оптимальним є розв'язування задачі методом Рунге-Куты 4 порядку.

Реалізація даної задачі в середовищі MathLab з урахуванням прийнятих, та отриманих в результаті теоретичних досліджень параметрів показала дійсність робочого процесу запропонованого добуваючого органу, але забезпечення бажаного переміщення сапропелю по спіралі Архімеда можливе при збільшенні частоти обертання фрези із запропонованих 15хв^{-1} до 20хв^{-1} , а стабільний робочий процес можливий при 25хв^{-1} , що допускається запропонованими нормами.

Розв'язок математичної моделі дав можливість отримати наступні графічні залежності, а саме: кутове розташування точки на лопаті фрези в залежності від часу (рис. 2), відносна кутова швидкість руху стосовно лопаті фрези (рис. 3) та траєкторія переміщення точки в абсолютних координатах (рис. 4)

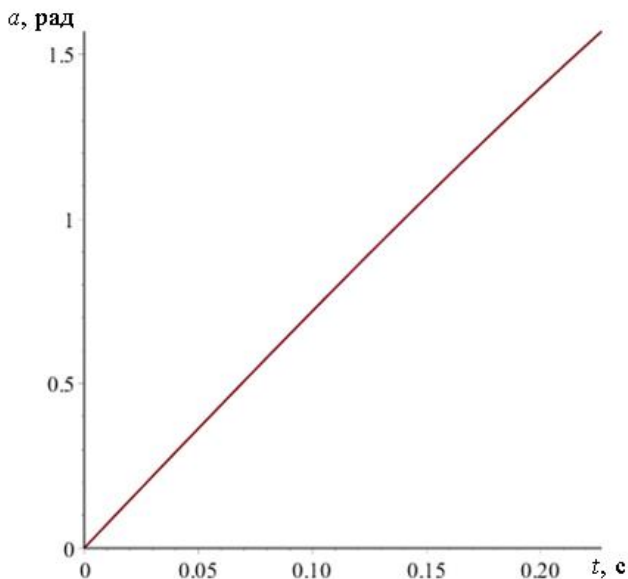


Рис. 2 – Кутове розташування точки на лопаті фрези в залежності від часу

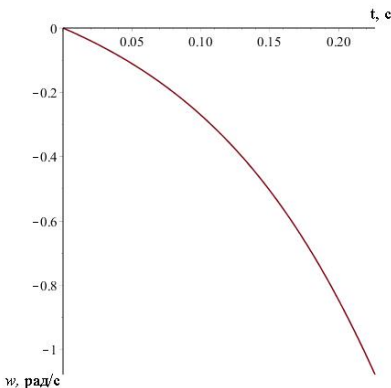


Рис. 3 – Відносна кутова швидкість руху стосовно лопаті фрези

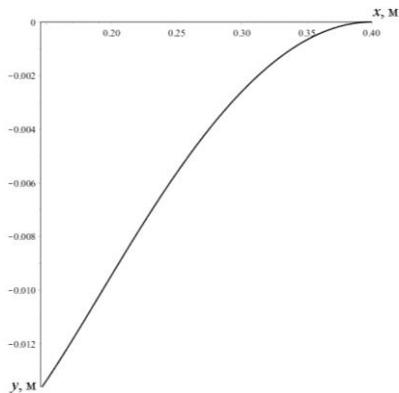


Рис. 4 – Траєкторія переміщення точки в абсолютних координатах

Отже, можна зробити **висновок**, що у запропонованому способі добування сапропелю з-під шару води новим робочим органом добувального модуля для його реалізації є реальним процес відокремлення пласта сапропелю та переміщення його до центра обертання фрези, що підтверджує математична модель руху матеріальної точки по поверхні лопаті у вигляді спіралі Архімеда із зміною частоти обертання добуваючої фрези у сторону збільшення.

Література

1. Шевчук М.Й. Сапропелі України: запаси, якість та перспективи використання: Монографія. – Луцьк: Надстир'я, 1996. – 384 с.
2. Патент України на корисну модель № 60252 «Установка для добування сапропелю» МПК: E02F 3/46 (2006.01), 2011 р.
3. Смирнов В.И. Курс высшей математики. – Т. 1. – М.: ГИФМЛ, 1962. – 478 с.
4. Маркеев А.П. Теоретическая механика: учебник для университетов. – М.: ЧеРо, 1999 – 572 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 663.63:631.53

© І.С. Цизь, к.т.н., В.М. Сичук, Ю.В. Башук
Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ НА ПРОДУКТИВНІСТЬ ЦУКРОВОГО БУРЯКА ГЛИБОКОГО РОЗПУШУВАННЯ ҐРУНТУ МІЖРЯДЬ

У статті наведено результати досліджень впливу застосування розробленого знаряддя для глибокого розпушення ґрунту в міжряддях на продуктивність та забур'яненість цукрових буряків.

ГЛИБОКЕ РОЗПУШЕННЯ, ЦУКРОВИЙ БУРЯК, ХІМІЧНЕ НАВАНТАЖЕННЯ, ЩІЛЬНІСТЬ ҐРУНТУ.

Постановка проблеми. Вирішення питання охорони навколишнього середовища від хімічного забруднення та впровадження технології вирощування сільськогосподарських культур заснованих на принципах органічного землеробства вимагає різкого зменшення застосування пестицидів, шляхом впровадження альтернативних методів боротьби із бур'янами та шкідливими організмами. Виходячи з практичного досвіду та відомих наукових досліджень можна стверджувати, що альтернативним методом боротьби з бур'янами та шкідниками є агротехнічний, який базується на застосуванні сільськогосподарських машин і знарядь. Іншою проблемою під час вирощування просапних культур слід вважати значне ущільнення ґрунту через надмірні опади, що негативно впливає на продуктивність рослин. У той же час для значного підвищення конкурентності агротехнічних методів потрібні ефективні робочі органи сільськогосподарських машин і знарядь для їх реалізації. Одним із способів вирішення наведених проблем є глибоке розпушення міжрядь просапних культур, яке забезпечить стійке зменшення щільності ґрунту та знищення бур'янів, що у сукупності стане основним критерієм для приросту.

Аналіз останніх досліджень та публікацій вказує на те, що для збільшення продуктивності просапних сільськогосподарських культур необхідно підтримувати поверхню ґрунту в розпушеному й чистому від бур'янів стані, як у міжряддях, так і в рядках [1, 3, 4]. Такі заходи зменшують випаровування вологи, запобігають перегріву ґрунту, попереджують утворення кірки, що, у свою чергу, знижує захворювання рослин. Наприклад, зменшується ураження цукрових буряків коренеїдом [1, 2].

Тому метою дослідження є розробка конструкції знаряддя для глибокого розпушення ґрунту та його випробування в польових умовах.

Результати досліджень. У практиці міжрядного обробітку просапних сільськогосподарських культур добре себе зарекомендували долотоподібні лапи.

Із метою розширення зони деформації ґрунту було вирішено модернізувати цей робочий орган шляхом встановлення в нижній його частині двох прутків 2 (рис. 1). Жорсткість конструкції забезпечує розпірна пластина 3.

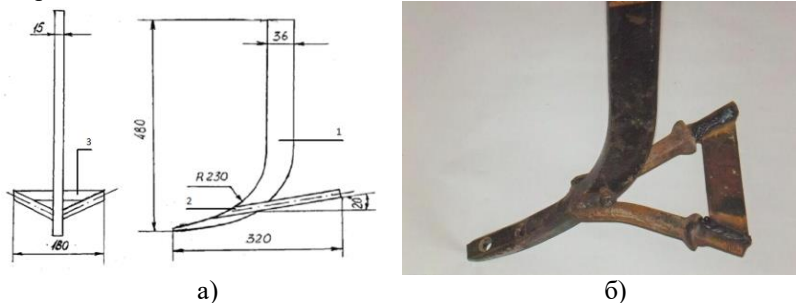


Рис. 1 – Схема (а) та фото (б) розробленого знаряддя для глибокого розпушення ґрунту у міжрядях просапних культур

Під час роботи культиватора лапа рухається в ґрунт на глибині до 25 см, бічні прутки разом із долотом розпушують ґрунт на ширину до 18–20 см, та глибину 20–23 см. Це дозволяє знищити ґрунтову кірку, забезпечити доступ повітря до кореневої системи рослини, та знищує пророслі бур'яни у міжрядях.

Конструкція та кріплення знаряддя на культиваторі забезпечує швидке і зручне регулювання глибини обробітку ґрунту.

Випробування знаряддя здійснювали в польових умовах на плантаціях цукрових буряків. Закладався дослід де вивчалися такі варіанти: звичайне розпушення культиватором на глибину 14–16 см; та розпушене розробленим органом на глибину 23–25 см.

Досліджувався вплив глибокого розпушення на знищення бур'янів, щільність ґрунту, загальну врожайність коренеплодів цукрового буряка, цукристість та збір цукру. Результати досліджень наведені у табл. 1–2.

Як видно із результатів досліджень забур'яненість на варіанті де проводили глибоке розпушення зменшилась на 25%, а щільність ґрунту на 0,14г/см³.

Таблиця 1 – Результати дослідження знищення бур'янів та зміни щільності ґрунту

Варіанти дослідів	Кількість бур'янів, шт/м ²		Щільність ґрунту, г/см ³	
	До обробітки	Після обробітки	До обробітки	Після обробітки
Звичайне рихлення на глибину 14–16 см	182	28	1,45	1,22
Рихлення розробленим робочим органом на глибину 23–25 см	176	21	1,43	1,08

Таблиця 2 – Результати дослідження зміни продуктивності буряків

Варіанти	Урожайність, т/га за повторностями					Цукристість, % за повторностями					Збір цукру, т/га
	I	II	III	IV	сер.	I	II	III	IV	сер.	
Звичайне рихлення на глибину 14–16 см	43	45,5	45	43,5	44,2	16,47	16,51	16,48	16,50	16,49	7,2
Рихлення розробленим робочим органом на глибину 23–25 см	45	49,0	46,5	48,5	47,9	16,65	16,67	16,65	16,63	16,65	8,0



Рис. 2 – Фото коренеплодів після звичайного рихлення (а) та рихлення розробленим робочим органом (б)

У той же час урожайність становила 47,9 т/га, що на 3,9 т/га більше в порівнянні з розпушенням на 14–16см. Збір цукру відповідно зріс на 0,8 т/га та становить 8,0 т/га. Окрім цього значно зменшилась захворюваність рослин цукрових буряків коренієм.

Висновки. Розроблене знаряддя для глибокого розпушування ґрунту у міжряддях просапних культур працездатне. Дослідження роботи знаряддя в польових умовах показало, що після глибокого розпушення міжрядь цукрових буряків даним знаряддям урожайність коренеплодів збільшилась на 3,9 т/га, збір цукру зріс на 0,8 т/га, забур'яненість та щільність ґрунту знизилась відповідно на 25% та 0,14 г/см³.

Література

1. Хелемендик М.М. Цукрові буряки на заході країни: Монографія / М.М. Хелемендик, С.В. Петренко, В.П. Дмитрук. –Луцьк: Надстиря, 2001. – 163с.
2. Петренко С.В. Повышение продуктивности сахарной свеклы в Правобережной Лесостепи УССР на основе оптимального сочетания приемов зяблевой, предпосевной и междурядных обработок почвы: Автореф... канд. с.-г. наук. Київ, 1984. –24 с.
3. Войтюк П.О. Костенко К.М. Основний обробіток ґрунту, його вплив на продуктивність цукрових буряків. // Агроком. – 2008. – №1. – С. 68–69.
4. Кирилук В.П. Вплив систем основного обробітку ґрунту та удобрення на продуктивність цукрових буряків // Цукрові буряки. – 2008. – № 3–4. – С. 31–32.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 631.171: 633.85

© В.В. Шевчук, к.т.н.

Львівський національний аграрний університет

ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ ВЗАЄМОДІЇ ВАЛЬЦЬОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНА З НАСІННЯМ ОЛІЙНИХ КУЛЬТУР

Розроблена динамічна модель взаємодії вальцьового робочого органа з насінням олійних культур відображає умову їх захоплення валками, залежність діаметра валків від зазору між ними, а також закономірності зміни продуктивності плющилки й споживаної нею потужності.

ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ, ПЛОЩИЛКА НАСІННЯ, ДІАМЕТР ВАЛКІВ, ЗАЗОР, ОЛІЙНІ КУЛЬТУРИ, ПРОДУКТИВНІСТЬ, СПОЖИВАНА ПОТУЖНІСТЬ.

Постановка проблеми. Перспективи розвитку технологій виробництва олії на сучасному етапі тісно пов'язані, насамперед, з удосконаленням найбільш енерго- та матеріаломістких технологічних процесів. Різноманітність й специфічність фізико-механічних властивостей олійних культур зумовлюють необхідність розробки значної кількості різних конструкцій машин і схем переробки даних культур [1].

Подрібнення насіння – одна з основних технологічних операцій процесу отримання олії, від якої залежать її вихід та якість [2, 3]. Проблема удосконалення машин для роздавлювання ядра олійних культур і створення технологічних ліній малої продуктивності набуває для України істотного значення й актуальності, оскільки сучасні способи і засоби роздавлювання насіння недостатньо ефективні та потребують подальшого дослідження й удосконалення [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На основі аналізу теоретичних досліджень процесу подрібнення насіння олійних культур перед відтисканням олії [2, 3], варто відмітити, що відомі дослідження спрямовані на визначення: умови захоплення насінин між валками; діаметра валків; тиску, необхідного для подрібнення насінин. Проте не досліджувались дані параметри з урахуванням динаміки руху насінин між валками.

Тому виникає необхідність дослідити динамічну модель взаємодії вальцьового робочого органа з насінням олійних культур, що дозволить встановити закономірності зміни продуктивності плющилки й споживаної нею потужності від частоти обертання валків.

Мета дослідження. Розробити динамічну модель взаємодії вальцевого робочого органа з насінням олійних культур та встановити закономірності зміни продуктивності плющилки й споживаної нею потужності від частоти обертання валків.

Результати дослідження. Одним із показників, що характеризує умову захоплення насінин валками плющильного механізму, є їх діаметр D (рис. 1).

У початковому положенні (рис. 1), коли насінина ще практично не деформується, на неї діє сила P , зумовлена силою тяжіння самої насінини, а також сумарною дією на неї з боку інших насінин. Крім того, зі сторони вальців діють нормальні реакції N і сили тертя T .

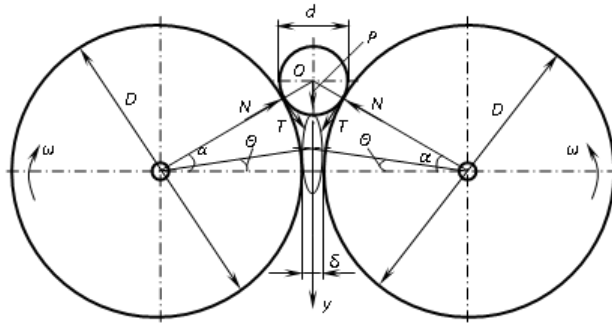


Рис. 1 – Розрахункова схема взаємодії насінини з валками

У початковий момент часу швидкість центра мас насінин дорівнює нулю. Далі насінина розганяється, поки швидкість її центра мас V_c не зрівнюється з проекцією на вертикаль швидкості точок ободу валка (рис. 1), тобто:

$$V_c = \omega \cdot \frac{D}{2} \cos \Theta. \quad (1)$$

де Θ – біжучий кут.

Запишемо диференціальне рівняння руху центра мас насінини:

$$m \frac{d^2 y_c}{dt^2} = P + 2T \cos \Theta - 2N \sin \Theta, \quad (2)$$

де m – маса насінини; y_c – вертикальне переміщення її центра мас; P – сила, що діє на насінину і зумовлена силою тяжіння самої насінини, а також сумарною дією на неї з боку інших насінин; $T = fN$ – максимальне значення сили тертя.

Переміщення y_c можна виразити через змінний кут Θ , а саме:

$$y_c = \frac{D + \delta}{2} (tg\alpha - tg\Theta), \quad (3)$$

де α – кут захоплення.

Звідки:

$$tg\Theta = tg\alpha - \frac{2y_c}{D + \delta}, \quad (4)$$

де δ – зазор між валками, мм.

Сила P_c , яка стискає насінину, дорівнює проекції сил T і N на горизонталь, тобто:

$$P_c = T \sin \Theta + N \cos \Theta = N(f \sin \Theta + \cos \Theta). \quad (5)$$

З іншого боку сила P_c пропорційна деформації насінини Δ_n :

$$P_c = c_n \Delta_n, \quad (6)$$

де c_n – жорсткість насінини.

$$\Delta_n \approx (D + d) \cdot (\cos \Theta - \cos \alpha).$$

Тоді з формули (5) нормальну реакцію N можна подати так:

$$N = \frac{c_n (D + d) (\cos \Theta - \cos \alpha)}{f \sin \Theta + \cos \Theta}. \quad (7)$$

Підставивши в рівняння (2) вираз (7), одержимо:

$$m \frac{d^2 y_c}{dt^2} = P + 2 \frac{c_n (D + d) (\cos \Theta - \cos \alpha) (f - tg\Theta)}{(f tg\Theta + 1)}. \quad (8)$$

Якщо в рівняння (8) замість $tg\Theta$ підставити вираз (4) і утримати члени $\left(\frac{2y_c}{D + \delta}\right)$ тільки у першій степені, а вищими степенями знехтувати, як величинами вищого порядку малості, то одержимо лінійне диференціальне рівняння:

$$m \frac{d^2 y_c}{dt^2} = P + \frac{4c_n (D + d) (f - tg\alpha) \cdot (1 - f tg\alpha)}{(D + d)} y_c. \quad (9)$$

Розв'язок цього диференціального рівняння можна подати як суму загального розв'язку однорідного рівняння і часткового розв'язку неоднорідного рівняння:

$$y_c = A_1 e^{nt} + A_2 e^{-nt} - \frac{P}{k}, \quad (10)$$

де $k = \frac{4c_n (D + d) \cdot (f - tg\alpha) \cdot (1 - f \cdot tg\alpha)}{(D + d)}$; $n = \sqrt{\frac{k}{m}}$.

Довільні постійні визначаємо з початкових умов:

$$\begin{cases} t = 0; \\ y_c = 0; \\ \frac{dy_c}{dt} = 0. \end{cases} \quad (11)$$

Знайдемо похідну:

$$\frac{dy_c}{dt} = nA_1 e^{nt} - nA_2 e^{-nt}. \quad (12)$$

Тоді на основі умови (11) одержуємо систему рівнянь:

$$\begin{cases} A_1 + A_2 - \frac{P}{k} = 0; \\ A_1 - A_2 = 0. \end{cases} \quad (13)$$

Звідки знаходимо $A_1 = A_2 = \frac{P}{2k}$.

Отже,

$$\begin{cases} y_c = \frac{P}{2k} (e^{nt} + e^{-nt} - 2) = \frac{P}{k} (ch(nt) - 1); \\ \frac{dy_c}{dt} = \frac{Pn}{2k} (e^{nt} - e^{-nt}) = \frac{P}{k} sh(nt). \end{cases} \quad (14)$$

$$\frac{P}{k} sh(nt_1) = \frac{D}{d} \omega \cos \Theta. \quad (15)$$

Тоді з рівнянь (15) і (14) можна знайти момент часу t_1 , коли швидкості валка і насінини вирівнюються.

Надалі, коли $t \geq t_1$, швидкість центра мас:

$$\begin{cases} V_c = \frac{D}{2} \omega \cos(\Theta - \omega(t - t_1)); \\ y_c(t_1) \leq y_c \leq \frac{D + \delta}{2} tg \alpha. \end{cases} \quad (16)$$

Відповідно час руху центра мас насінини (час плющення):

$$t_2 = t_1 + \Theta / \omega. \quad (17)$$

Оскільки в диференціальне рівняння (8) час t в явній формі не входить, то можна понизити порядок цього рівняння, а саме:

$$\frac{d^2 y_c}{dt^2} = \frac{d \dot{y}_c}{dt} = \frac{d \dot{y}_c}{dy_c} \cdot \frac{dy_c}{dt} = \frac{1}{2} \frac{d(\dot{y}_c)^2}{dy_c} = - \frac{d(y_c^2)}{(D + \delta) \cdot d(tg \Theta)}. \quad (18)$$

Підставляємо (18) в рівняння (8), відокремлюємо змінні і проводимо інтегрування:

$$m \int_0^{y_c} d(y_c^2) = (D + \delta) \int_0^\alpha \left(P + 2 \frac{(D + d) c_n (\cos \Theta - \cos \alpha) (f - tg \Theta)}{(ftg \Theta + 1)} dtg \Theta \right). \quad (19)$$

Якщо прийняти, що $\cos \Theta - \cos \alpha \approx \frac{1}{2}(tg^2 \alpha - tg^2 \Theta)$, то праву частину можна легко проінтегрувати:

$$m y_c^2 = H(f \cdot tg \alpha) - H(f \cdot tg \Theta), \quad (20)$$

Функція H має такий вигляд:

$$H(x) = Apx + \frac{c_n(D + \delta)}{f^3} \left(ab \ln(1+x) + (a-b-1)x - \frac{bx^2}{2} + \frac{x^3}{3} \right), \quad (21)$$

де $A = \frac{D + \delta}{f \cdot 1000}$; $a = f^2 tg^2 \alpha - 1$; $b = f^2 + 1$; $B = \frac{c_n(D + \delta)}{f^3}$.

Кут Θ , за якого швидкість насінини $V_c = \frac{D}{2} \omega \cos \frac{\Theta}{1000}$ дорівнює проекції швидкості обода валка на вертикаль, визначаємо з рівняння:

$$\frac{D}{2000} \omega \cos \Theta = \sqrt{\frac{H(ftg\alpha) - H(ftg\Theta)}{m}}. \quad (22)$$

Оскільки

$$\frac{dy_c}{dt} = \sqrt{\frac{H(ftg\alpha) - H(ftg\Theta)}{m}}, \quad (23)$$

крім того, $d(tg\Theta) = -\frac{2dy_c}{(D + \delta) \cdot 10^{-3}}$, тобто

$$dy_c = -\frac{D + \delta}{2000} \cdot \frac{d\Theta}{\cos^2 \Theta}. \quad (24)$$

Звідки час t_1 , за який швидкість насінини вирівнюється зі швидкістю валка, становить:

$$t_1 = \frac{(D + \delta)}{2000} \int_{\Theta_1 \cos^2 \Theta}^{\alpha} \frac{d\Theta}{\cos^2 \Theta \sqrt{\frac{H(f \cdot tg \alpha) - H(f \cdot tg \Theta)}{m}}}. \quad (25)$$

Цей інтеграл визначаємо чисельним методом трапецій. При заданих значеннях параметрів [4, 5] ($D = 55$ мм, $\delta = 1,26$ мм, $f = 0,3$, $\alpha = 25^\circ$) час, за який швидкість насінини вирівнюється зі швидкістю валка, становить $1,32 \cdot 10^{-5}$ с.

Відповідно час руху центра мас насінини (час плющення):

$$t_2 = t_1 + \Theta / \omega. \quad (26)$$

Продуктивність плющилки можна обчислити за формулою:

$$Q_{m1} = \eta \cdot \delta \cdot l \cdot \omega \cdot D / 2 \cdot \rho, \quad (27)$$

де η – коефіцієнт заповнення міжвалкового простору; ρ – густина насіння.

На основі виразу (27) з використанням програмного забезпечення MATLAB 7.11.0 отримано залежності (рис. 2) продуктивності $Q_{пл}$ плющилки насіння олійних культур від частоти обертання n валків. Вихідні значення параметрів [4, 5]: коефіцієнт заповнення міжвалкового простору $\eta = 0,8$; зазор δ між валками (мм) – 1,26 – для озимого ріпаку, 0,95 – гірчиці сизої, 1,51 – гірчиці білої, 1,59 – редьки олійної й льону олійного – 0,695; довжина валків $l = 235$ мм, частота їх обертання $n = 10\text{--}60$ хв⁻¹ та діаметр $D = 55$ мм; густина насіння ρ (г/мм³) – 0,7 – для озимого ріпаку; 0,72 – гірчиці сизої й гірчиці білої; 0,75 – редьки олійної й льону олійного – 0,6.

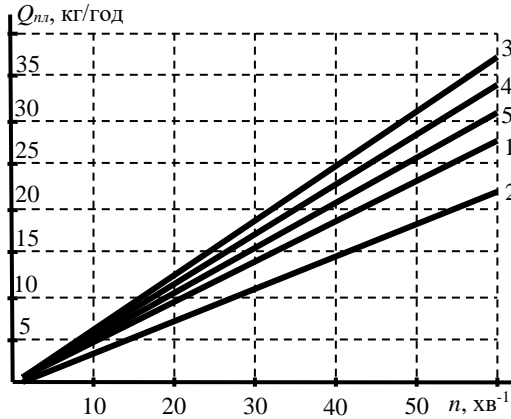


Рис. 2 – Залежності продуктивності $Q_{пл}$ плющилки від частоти обертання n валків: 1 – озимий ріпак; 2 – гірчиця сиза; 3 – гірчиця біла; 4 – редька олійна; 5 – льон олійний

Згідно з отриманими залежностями зі збільшенням частоти зростає продуктивність плющилки. Так, у діапазоні частот обертання валків 10–60 хв⁻¹ продуктивність (кг/год) становить: 5–27 – для насіння озимого ріпаку; 3–22 – гірчиці сизої; 6–37 – гірчиці білої; 5–34 – редьки олійної й 5–31 – льону олійного.

Тоді, потужність N_o , що необхідна для плющення потоку насіння і відповідає продуктивності $Q_{пл}$:

$$N_o = A_o \cdot Q_{пл} = \frac{A \cdot \eta \cdot \delta \cdot l \cdot \omega \cdot D \cdot \rho}{2m} \quad (28)$$

Крім того, ще необхідно врахувати потужність для подолання сил тертя в підшипниках, потужність для зміни швидкості руху плющильного механізму й потоку насіння. Потужність N_1 , що

затрачається на зміну кутової швидкості ланок плющильного робочого органа, становить:

$$N_1 = \frac{1}{t_1} \sum_{i=1}^k \frac{J_i \omega_i^2}{2}, \quad (29)$$

де t_1 – час розгону потоку насіння; k – кількість ланок, що здійснюють обертовий рух; J_i – осьові моменти інерції ланок; ω_i – кутові швидкості ланок.

Щоб надати масі потоку насіння швидкості $v = \omega \cdot D/2$, необхідна потужність N_2 :

$$N_2 = \frac{1}{8} \omega^2 D^2 Q_{nl}, \text{ Вт.} \quad (30)$$

Потужність N_3 , необхідна для подолання сил тертя в підшипниках:

$$N_3 = \sum_{i=1}^n (T_i k_i \omega_i), \quad (31)$$

де n – кількість підшипників; T_i – нормальні реакції в підшипниках; k_i – коефіцієнт тертя кочення.

Споживана плющилкою потужність становить:

$$N_{nl} = N_0 + N_1 + N_2 + N_3. \quad (32)$$

На основі виразу (28–32) отримано залежність (рис. 3) споживаної потужності N_{nl} плющилки насіння олійних культур від частоти обертання n валків. Розрахункові дані [4, 5]: $\eta = 0,8$; δ (мм) – 1,26 – для озимого ріпаку, 0,95 – гірчиці сизої, 1,51 – гірчиці білої, 1,59 – редьки олійної й льону олійного – 0,695; $l = 235$ мм; $n = 10$ –60 хв⁻¹; $D = 55$ мм; ρ (г/мм³) – 0,7 – для озимого ріпаку, 0,72 – гірчиці сизої та білої, 0,75 – редьки олійної й льону олійного – 0,6; маса тисячі насінин m_{1000} (г) – 0,0032 – для озимого ріпаку, 0,0044 – гірчиці сизої й гірчиці білої, 0,01 – редьки олійної й льону олійного – 0,0038.

Найбільша потужність споживається (рис. 3) при роздавлюванні насінин льону олійного – 0,89 кВт. Для інших олійних культур споживана потужність відповідно становить (кВт): 0,53 – для насіння озимого ріпаку; 0,25 – гірчиці сизої; 0,39 – гірчиці білої; 0,34 – редьки олійної.

Висновки. Розроблена динамічна модель взаємодії вальцьового робочого органа з насінинами олійних культур відображає закономірності зміни продуктивності плющилки й споживаної нею потужності від частоти обертання валків.

На основі виразів (27) й (32) отримано залежності продуктивності Q_{nl} й споживаної потужності N_{nl} плющилки насіння

олійних культур від частоти обертання n валків. Продуктивність $Q_{пл}$ (кг/год) вальцевої площилки становить: 5–27 – для насіння озимого ріпаку, 3–22 – гірчиці сизої, 6–37 – гірчиці білої, 5–34 – редьки олійної й 5–31 – льону олійного; споживана потужність $N_{пл}$ (кВт), відповідно: 0,1–0,53; 0,05–0,25; 0,08–0,39; 0,07–0,34 та 0,15–0,89 у діапазоні частот обертання валків 10–60 $хв^{-1}$.

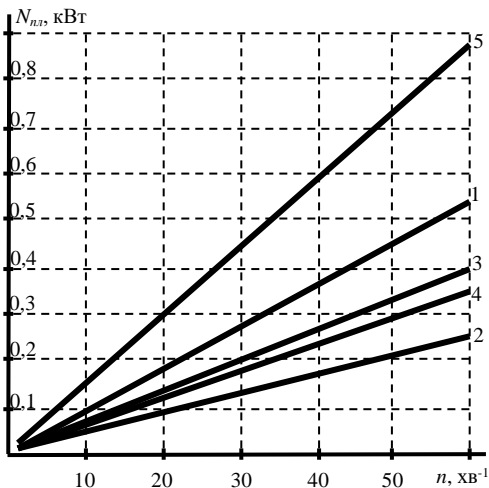


Рис. 3 – Залежності споживаної потужності $N_{пл}$ від частоти n обертання валків: 1 – озимий ріпак; 2 – гірчиця сиза; 3 – гірчиця біла; 4 – редька олійна; 5 – льон олійний

Література

1. Шевчук Р.С. Комплекс обладнання для отримання рослинної олії в малих переробних цехах / Р.С. Шевчук, В.О. Василькевич, В.В. Шевчук, В.В. Том'юк // Техніка і технології в АПК. – 2011. – № 9 (24). – С. 11–13.
2. Технологічне обладнання зернопереробних та олійних виробництв: навч. посібник / [Дацишин О. В., Ткачук А. І., Гвоздев О.В. та ін.] ; за заг. ред. О.В. Дацишина. – Вінниця: Нова Книга, 2009. – 488 с.
3. Процеси та апарати харчових виробництв: підручник / [А.М. Поперечний, О.І. Черевко, В.Б. Гаркуша та ін.] ; за ред. А.М. Поперечного. – К.: Центр учбової літератури, 2007. – 304 с.
4. Шевчук В.В. Дослідження механіко-технологічних властивостей насіння олійних культур / В.В. Шевчук // Сільськогосподарські

машини: Зб. наук. ст. – Вип. 21. – Том II. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2011. – С. 229–237.

5. Шевчук Р.С. Механічні властивості насіння олійних культур під час стиску / Р.С. Шевчук, В.В. Шевчук // Вісник Львівського національного аграрного університету : агроінженерні дослідження. – Львів: Львів. нац. аграр. ун-т, 2011. – №15. – С. 257–264.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 622.331

© О.П. Шимчук, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

ОБҐРУНТУВАННЯ ЗАСОБІВ ДЛЯ ДОБУВАННЯ ЧАСТКОВО ЗНЕВОДНЕНОГО ОЗЕРНОГО САПРОПЕЛЮ ТА ШЛЯХИ ЙОГО ВИКОРИСТАННЯ

У статті описано особливості вибору засобів для добування озерних сапропелів з-під шару води з частковим зневодненням. Запропоновано шляхи його подальшого використання в агропромисловому комплексі.

Постановка проблеми. Значна кількість озер України знаходиться в стадії евтрофії, а в водоймах відбуваються складні біологічні процеси антропогенного характеру, які сприяють утворенню донних відкладів. Внаслідок евтрофності втрачається здатність озера до самоочищення і, як результат, котловини озер заповнюються сапропелем. У цих водоймищах утворюються відкладення переважно органічного типу, які є найціннішим матеріалом для підвищення родючості ґрунтів і приготування органо-мінеральних добрив. При цьому найбільшу увагу на сьогоднішній день варто приділяти сапропелевим родовищам із незначним рівнем води. Саме такі озера інтенсивно завмирають і зникають з географічної карти, а своєчасне видалення лише незначного шару сапропелю відновлює гідрологічну функцію озера.

Озерний сапропель є цінним природним ресурсом, який можна широко використовувати не тільки в агропромисловому комплексі, а й у інших галузях народного господарства. Важливою причиною обмеженого застосування сапропелю у сільськогосподарському

виробництві є його висока вологість, яка досягає 98%. Значний вміст вологи у сапропелі створює труднощі при його транспортуванні, а найбільш енергоємним процесом підготовки сапропелю до використання є його зневоднення.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Дослідження, які проводились до сьогодні із використання відомих способів розробки сапропелевих родовищ відносились до добування сапропелю з-під шару води, з-під шару торфу та з родовищ без води.

Відома значна кількість технологій для добування сапропелів, проте найширше застосування знайшли гідромеханізований, грейферний та шнековий способи.

Дослідження багатьох вчених показують, що добування сапропелю засобами гідромеханізації не відповідає екологічним вимогам. У зоні розробки збільшується вміст завислих речовин, який значно перевищує норми, що шкідливо для нересту та вирощування риби, більше, ніж в 2 рази зменшується прозорість води, значно зменшується вміст розчинного кисню [1].

Використання грейферного способу при добуванні сапропелю змінює рельєф поверхні дна озера, що викликає зменшення прозорості води. Найчастіше це спостерігаються при добуванні органічного сапропелю.

У роботі [2] запропоновано канатно-скреперну установку для розробки малих водойм площею до 10 га нової конструкції та ківш до неї. Але таку установку раціонально використовувати при розробці сапропелів без наявності води.

Гвинтовий робочий орган, запропонований Бодаком В.І. [3] не був доведений до виробничого застосування. Його конструкція передбачала застосування робочого органу, як транспортного засобу.

Конструкції жодного із вищерозглянутих пристроїв не передбачають процесу зневоднення сапропелю безпосередньо під час добування.

Мета роботи. Підвищення ефективності роботи засобів для добування озерних сапропелів з-під шару води та запропонувати шляхи їх подальшого використання.

Результати досліджень. Пристрої з гвинтовими робочими органами (рис. 1) використовуються в основному при добуванні органічних і змішаних сапропелів на малих та середніх озерах, за наявності води, розміщенням на плавзасобах. Перевагами даного пристрою є простота конструкції та висока продуктивність. Сапропель добувається природної вологості і при цьому спостерігається незначний негативний екологічний вплив для водойми.

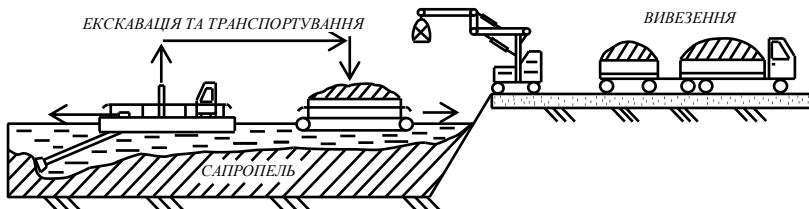


Рис. 1 – Схема добування сапропелю засобами з гвинтовими робочими органами

Експериментальні дослідження [4, 5, 6, 7, 8, 9] показали, що при створенні відповідних умов можливе видалення 8...10 % вільної води безпосередньо під час добування сапропелю.

Для цього необхідно використати добувний модуль озерних сапропелів із гвинтовим робочим органом, обладнаним камерою видалення вільної води (рис. 2). Він працює не порушуючи природного стану озерного сапропелю та являється засобом безперервної дії.

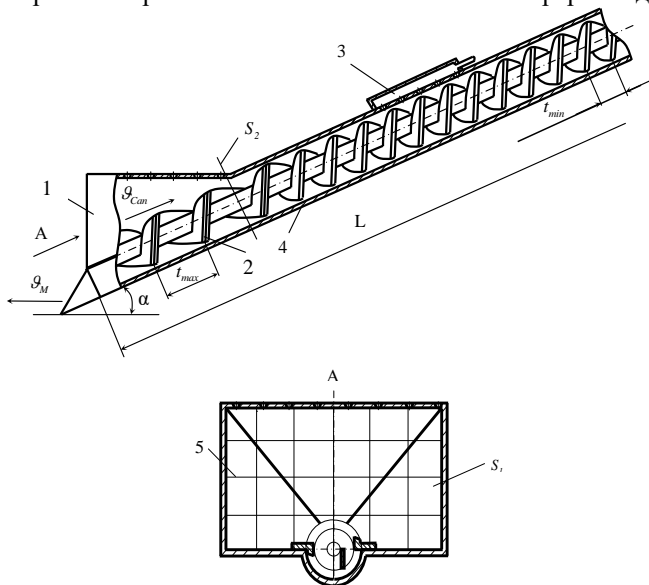


Рис. 2 – Схема модуля для добування озерного сапропелю: 1 – забірна частина; 2 – робочий орган із змінним кроком; 3 – камера збирання вільної води; 4 – корпус пристрою; 5 – захисна решітка

Перед початком розробки родовища гвинтовий робочий орган розміщують під кутом 20° до горизонту. Під час руху пристрою шар сапропелю розрізається захисною решіткою 5 і потрапляє до всмоктуючої насадки, де стискається до об'єму, який може пройти через січення нерухомого корпусу транспортуючої вітки робочого органу. Його коефіцієнт заповнення має бути рівним $K_{тр.}=1$. Переміщення сапропелю у нерухомому корпусі супроводжується його стисканням гвинтовим робочим органом із зменшенням кроку. При цьому вільна вода через перфорацію потрапляє до відділяючої камери, у якій за допомогою вакуумного насоса видаляється у навколишнє середовище.

Добутий таким способом сапропель можна відразу завантажувати з баржі в кузов автомобіля або розкидачі органічних добрив та вивозити на відстані до 20 км для подальшого його використання. При цьому не затрачається час та кошти на завантаження-розвантаження сапропелю на місці добування, на інші операції, пов'язані з його зневодненням до вологості, придатної для транспортування та використання. Прикладом використання такого сапропелю є його внесення в ґрунт машинами МТО-7 (рис. 3) в СВК „Облапське”, Ковельського району, Волинської області.



Рис. 3 – Фото процесу внесення озерних сапропелів

Використання розробленого модуля для добування озерних сапропелів дає можливість знизити собівартість добутої сировини за рахунок зменшення кількості технологічних операцій, пов'язаних із зневодненням сапропелевої маси, та скорочення кількості виконавців робіт.

Шляхи подальшого використання добутого і частково зневодненого озерного сапропелю зображено на рис. 4.

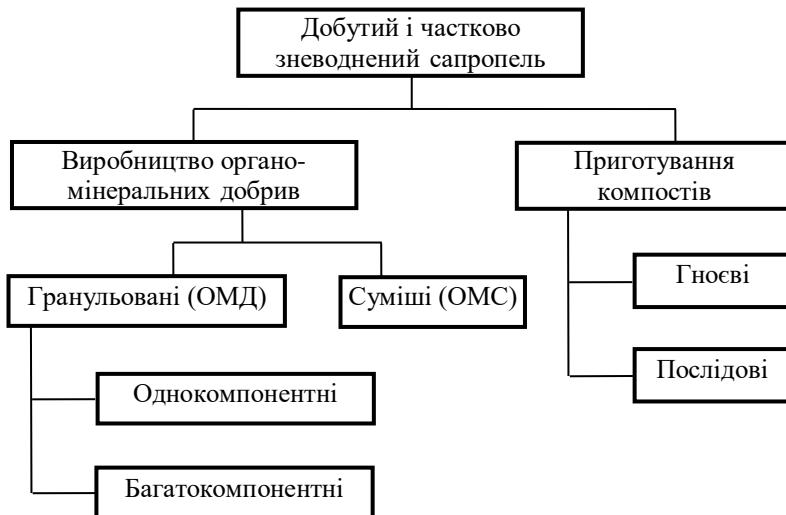


Рис. 4 – Напрямки використання добутого сапропелю

Висновки. Стан середніх та малих озер з наявністю водного дзеркала та відомих засобів добування сапропелів з-під шару води показав, що для забезпечення надійного виконання технологічного процесу розробки таких водойм необхідно використовувати добувний модуль з гвинтовим робочим органом, обладнаний камерою для видалення вільної води. Оскільки в процесі розробки водойми не можна допускати негативних екологічних наслідків на оточуюче середовище, що досягається науково обґрунтованим вибором засобів розробки.

Література

1. Шевчук М.Й. Сапропелі України. Запаси, якість та перспективи використання / Шевчук М.Й. – Луцьк: Надстир'я, 1996. – 383 с.

2. Булік Ю.В. Обґрунтування процесу і параметрів механізму для добування сапропелю: дис. ... кандидата техн. наук: 05.05.11 / Булік Юрій Володимирович. – Луцьк, 2005. – 135 с.

3. Бодак В. І. Розробка і дослідження механізмів для добування сапропелів: дис. ... кандидата техн. наук: 05.20.01 / Бодак Володимир Іванович. – Луцьк, 1996. – 209 с.

4. Дідух В.Ф. Виявлення зв'язку вільної води в озерних сапропелях / В.Ф. Дідух, О.П. Шимчук // Вісник ЛНАУ. – Львів: 2008. – с. 556-561.

5. Дідух В.Ф. Експериментальні дослідження процесу виділення води із сапропелю / В.Ф. Дідух, О.П. Шимчук // Сільськогосподарські машини: зб. наук. ст. – Вип. 14. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2006. – С. 90–93.

6. Шимчук О.П. Дослідження умов зневоднення сапропелю шнековим пристроєм / О.П. Шимчук, С.Ф. Бабарика // Сільськогосподарські машини: зб. наук. ст. – Вип. 16. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2007. – С. 233–236.

7. Дідух В.Ф. Експериментальні дослідження виділення вільної води з озера сапропелю / В.Ф. Дідух, О.П. Шимчук, В.В. Сацюк, Р.О. Хлопецький // Вісник НУВГП: зб. наук. пр. – Вип. 3 (43). – Рівне, 2008. – С. 299–304.

8. Шимчук О.П. Визначення доцільності використання шнека у якості засобу добування сапропелю / О.П. Шимчук, В.А. Матвійчук // Зб. наук. ст. – Вип. 15. – Луцьк: Ред.-вид. Відділ ЛДТУ, 2007. – С. 345–348.

9. Шимчук О.П. Дослідження переміщення сапропелю у гвинтовому конвеєрі / О.П. Шимчук // Геотехническая механика: Сб. науч. тр. – Вип. 75. – Днепропетровск: Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова, 2008. – С. 243–246.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 621.891/892.004.12

С.П. Шимчук, к.т.н.; Н.П. Зайчук, к.т.н.; Ю.П. Шимчук
Луцький національний технічний університет

ПРИЛАД ТЕРТЯ ДЛЯ ТРИБОЛОГІЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПАЛЬНО-МАСТИЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ

На основі глибокого аналізу широкого асортименту трибовипробувального обладнання в статті висвітлено принцип дії та технологічні можливості пристрою тертя для трибологічних досліджень пально-мастильних матеріалів у режимі граничного тертя ковзання з метою їх підбору для автотракторної техніки

ПРИЛАД ТЕРТЯ, ЗНОС, ТРИБОВИПРОБУВАННЯ, КОНСТРУКЦІЙНІ ТА МАСТИЛЬНІ МАТЕРІАЛИ, КОНТАКТУВАННЯ.

Постановка проблеми. Сучасні машини та механізми являють собою сукупність трибосистем. Сила тертя, інтенсивність зношування трибоповерхонь, шум, вібрація – це ті фактори, які впливають на експлуатаційні показники і, як наслідок, на довговічність роботи трибовузлів. Основні експлуатаційні характеристики будь-якої трибосистеми значною мірою залежать від правильного підбору, якості та властивостей конструкційних і мастильних матеріалів, шорсткості поверхонь (зокрема об'ємної просторової конфігурації) та макрогеометричних показників. Усі підняті вище питання повинні вирішуватись на стадії проектування трибовузла необхідними конструкторськими розрахунками (які, нажаль, є недостатньо точними та повними в області трибології) та методами і засобами лабораторних досліджень.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. За однією з найвідоміших класифікацій Крагельського І.В. [1], усі машини і установи для трибовипробувань поділяють на два класи за кінематичною ознакою:

- машини поступального руху;
- машини зворотньо-поступального руху.

Групи, залежно від коефіцієнта взаємного перекриття ($K_{вп}$), поділяються на дві підгрупи:

- у яких $K_{вп}$ контактуючих поверхонь наближається до одиниці;
- у яких коефіцієнт взаємного перекриття наближається до нуля.

Проте більшість лабораторних та промислових приладів тертя підпадають під класифікацію Матвієвського Р.М. [2], згідно з якою

установки для дослідження триботехнічних характеристик конструкційних і мастильних матеріалів поділяють за принципом контактування поверхонь тертя модельних трибовузлів. Виділяють три групи машин за геометрією контакту:

- із точковим контактом;
- із лінійним контактом;
- із контактом поверхонь тертя по площині.

При цьому розрізняють вузли тертя з вищими і нижчими кінематичними парами. Згідно з класифікацією Рело [3], трибовузли з контактом у вигляді точки або лінії відносяться до вищих кінематичних пар, із площинним контактом – до нижчих.

На сьогодні єдиним стандартним методом трибовипробувань мастильних матеріалів є випробування на чотириохкульковій машині тертя ЧМТ–1 згідно з ГОСТ 9490, де реалізується точковий контакт при однонаправленому терті ковзання. Дослідження триботехнічних властивостей на чотирикульковій машині тертя виконуються шляхом визначення протизносних та протизадирних властивостей. Критеріями оцінки мастильних середовищ вибрані критичні навантаження, за яких відбувається схоплювання та зношування поверхонь, яке відповідає середньому арифметичному результатів шести замірів слідів зносу на трьох нерухомих кулях. Проте, цей метод має ряд суттєвих недоліків:

- модельна трибопара (кульки, які використовуються при терті) є стандартизована, що ускладнює дослідження трибохарактеристик широкого спектру конструкційних матеріалів;

- складність забезпечення постійної макрогеометрії куль впливає на стабільність початкових умов випробувань та відтворюваність результатів.

Крім стандартної ЧМТ–1 за принципом точкового контактування побудовано та успішно використовуються трибологами машини МАСТ–1, УПС та ін.

Згідно зі статистичними даними, найпоширенішим контактом, який зустрічається у вузлах тертя сучасної техніки, є лінійний. Як показано у роботі [4], при цьому виді контакту найкраще можна забезпечити стабільні початкові умови контактування та їх відтворення незалежно від серії випробувань, що свідчить про коректність проведення трибовипробувань. Представники машин цього класу: СМЦ–2, МІ–1М, 2070СМТ–1, RFL Optimol Test System і тд.

Мета дослідження. На основі аналізу широкого асортименту трибовипробувальних пристроїв та комплексів показати переваги висвітленої в статті розробки порівняно з аналогами.

Результати дослідження. Прилад тертя для трибологічних досліджень пально-мастильних матеріалів ПТЛК(ор) (прилад тертя з лінійним контактом односторонньої і реверсивної дії) побудовано за принципом лінійного контактування поверхонь модельного трибовузла (пара тертя виготовлена за схемою схеми кільце–площина). Прилад дозволяє проводити трибовипробування широкого спектру пально-мастильних матеріалів за одностороннього та реверсивного тертя ковзання. Крім цього конструктивними та технологічними можливостями приладу тертя передбачено проводити трибовипробування за контрольованих радіальних відхилень модельного контрзразка, оскільки радіальні відхилення, поряд із мікрогеометрією та фізико-хімічними і механічними властивостями матеріалів, суттєво впливають на параметри трибоконтакта та стабільність початкових умов випробувань на що неодноразово звертали увагу трибологи [5–7]. Загальний вигляд приладу тертя наведено на рис. 1. При виготовленні цього приладу тертя крім авторів безпосередню участь брали провідні наукові співробітники лабораторії «Нанотриботехнологій» НАУ: Стельмах О.У., Бондар В.С. та доцент кафедри машин легкої промисловості Луцького НТУ – Селезньов Е.Л.

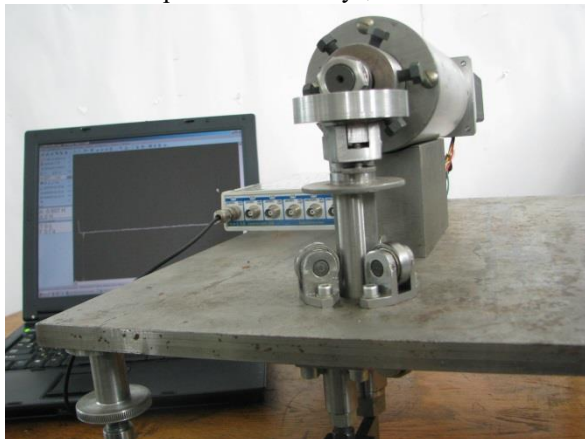


Рис. 1 – Загальний вигляд приладу тертя ПТЛК(ор)

Технічні характеристики приладу тертя ПТЛК(ор)

Швидкість обертання контр зразка, м/с 0 – 1
Похибка регулювання частоти обертання, % ≤ 1
Максимальне контактне навантаження, Н 3500
Температура досліджуваного середовища, °С до + 100
Діапазон задання можливих величин радіальних відхилень, мкм 0 – 500

Управління роботою приладу здійснюється за допомогою персональної ЕОМ (ПЕОМ, рис. 2). При подачі впливу з ПЕОМ на кроковий двигун КД здійснюється його обертання в односторонньому чи реверсному режимах у заданих діапазонах швидкостей. Вузол навантаження важільного типу, оснащено ємністю для трибодосліджень пально-мастильних матеріалів. Прилад оснащено системами контролю та автоматичної підтримки частоти обертання.

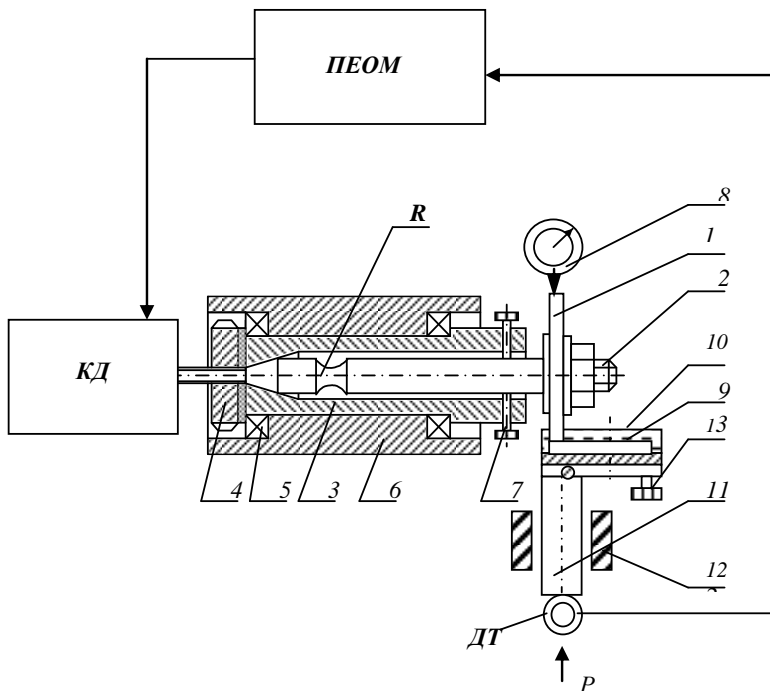


Рис. 2 – Принципова схема основних вузлів приладу тертя: 1 – контр-зразок; 2 – гнучкий вал; 3 – вал; 4 – гайка; 5 – підшипники; 6 – корпус; 7 – гвинти; 8 – індикатор годинникового типу; 9 – плоский зразок; 10 – ванночка; 11 – система навантаження; 12 – направляючі; 13 – гвинти; Р – прикладене навантаження; ПК – персональний комп'ютер; КД – кроковий двигун; ДТ – датчик тиску

Функціональними можливостями приладу ПТЛК(ор) передбачено проводити випробування широкого спектру

конструкційних і мастильних матеріалів при контрольованих величинах радіальних відхилень.

Контрзразок 1 жорстко кріпиться на посадочній поверхні гнучкого валу 2, що конусною поверхнею базується в порожнистому валу 3, який, в свою чергу, на двох конічних підшипниках 5 кріпиться в корпусі 6. Методом піджиму підшипників гайкою 4 вибирається необхідне чи мінімальне радіальне відхилення валу відносно осі обертання. Гнучкий вал виготовлено із сталі 50 ХФА, гартований на твердість 40 HRC. Це дозволяє максимально ефективно використовувати пружні властивості матеріалу. Піджимаючи гвинти 7, гнучкий вал деформується в місці виточки радіуса R і таким чином вибирається необхідне радіальне відхилення δ контрзразка 1.

Нерухомий плоский зразок 9 кріпиться у ванночці 10, яка розміщена на штоці 11. Піджимаючи шток створюється необхідне контактне навантаження. До штоку кріпиться датчик тиску ДТ, який дозволяє відслідковувати зміну контактного навантаження у вигляді осциляцій сили тертя, що можна спостерігати та зберігати з допомогою ПЕОМ.

Конструкцією штока передбачено на робочій поверхні виточки з метою запобігання провертання його відносно направляючих 12 при терті. Відхилення штока відносно осі обертання ≤ 1 мкм. Ванночка заповнюється досліджуваним мастильним матеріалом. Гвинтами 13 вибирається перпендикулярність поверхні плоского зразка відносно осі штока та паралельність відносно утворюючої циліндр плоского зразка, забезпечуючи таким чином постійність контактних напружень.

Методика контролю амплітуди радіальних коливань полягає у контролі величин радіальних відхилень індикатором годинникового типу 8 з ціною поділки 1 мкм жорстко закріпленим у магнітному тримачі та встановленим заокругленим наконечником доведеним до високого класу чистоти на робочу поверхню контрзразка 1.

Висновки.

1. На основі літературного огляду та аналізу класифікацій машин тертя відомих трибологів показано, що при лінійному контакті найкраще забезпечуються стабільні початкові умови контактування та їх відтворення незалежно від серії випробувань, що свідчить про коректність проведення трибовипробувань на приладах тертя побудованих по цьому принципу.

2. Наведено принцип дії та технологічні можливості приладу тертя для трибодосліджень пально-мастильних матеріалів при односторонньому і реверсивному терті ковзання ПТЛК(ор), що

дозволяє проводити трибовипробування в широкому діапазоні швидкостей і навантажень.

Література

1. Крагельский И.В. Трение и износ. М.: Машиностроение, 1968. – 480 с.
2. Матвеевский Р.М. Температурная стойкость граничных смазочных слоев и твердых смазочных покрытий при трении металлов и сплавов. – М.: Наука, 1971. – 227 с.
3. Детали машин / А.Т. Батурич, Г.М. Ицкович, Б.Б. Панин и др. – М.: Машиностроение, 1966. – 467 с.
4. Стельмах А.У., Сидоренко А.Ю., Костюник Р.Е. Методика идентификации ГСМ по противозносным и антифрикционным свойствам с учетом реальных условий их работы // Технологические системы. – 2002. – №3. – С. 96–101.
5. Шимчук С.П. Вплив радіальних відхилень розмірів валу на зносостійкість трибосистеми ковзання // Наукові нотатки. – Луцьк: 2004. – С. 315–320.
6. Аксёнов О.Ф., Стельмах О.У., Шимчук С.П., Коба В.П., Джамаль Ібрагім Мансур. Методологія визначення протиспрацювальних властивостей мастил за критеріями трибохарактеристик утворюваних у них вторинних структур // Вісник НАУ. – 2006. – С. 62–64.
7. Шимчук С.П., Зайчук Н.П. Характеристики спрацювання зразків сталі ШХ 15 при терті з радіальними відхиленнями// Наукові нотатки. – Луцьк: 2011. – № 33 – С. 301–302.

Рецензент д.т.н., проф. О.О. Налобіна

ANNOTATIONS - / - АННОТАЦИИ

R. Barna, Zh.Huschak. Influence of operating environments on fatigue failure of Steel 20

Aggressive operating environments significantly reduce fatigue resistance of Steel 20 compared with the one tested in air. In particular, its corrosion fatigue threshold in the solution of ammonium sulfate decreased 2.2 times, in the nitrophosphate solution – 2.5 times compared with the fatigue threshold in air and 1.9 and 2.2 times compared with obtained in the distilled water respectively.

Based on study of fractography, it was shown that such effect is caused by weakening of grain boundaries and interfaces influenced by these aggressive operating environments.

The character of fatigue in different environments demonstrate that the use of mineral fertilizer solutions and international intergrain causes fatigue and separation along the perlite plate boundaries (if they are located perpendicular to the direction of crack propagation). It is the weakening of grain boundaries and interphase boundaries that causes significant reduction fatigue threshold of both steels in solutions of fertilizers, compared with those obtained in a solution of organic fertilizer.

The given results suggest the need to consider the factor of the working environment real structure in forecasting corrosion-fatigue processes and determining the residual life of agricultural machinery elements.

- / -

Р.А. Барна, Ж.М. Гушак. Влияние рабочих сред на усталостное разрушение Стали 20

Установлены особенности влияния рабочих сред на усталостное разрушение элементов сельскохозяйственных машин из стали 20. Основываясь на результатах электронно-микроскопической фратографии раскрыты особенности этого процесса в воздухе и агрессивных рабочих средах.

D. Bohatyrov, V. Salo, S. Leschenko, Y. Machok. Experimental study of the impact velocity roller-crushers in crushing plant residues quality sunflower cornstalks

Agrarian economy of Ukraine and the global trend of environmentally friendly crop production leads to the search for new technologies of crop growing and developing the necessary technology. The need for fertilizers feed plants is always topical issue. Over the past decade, making huge quantities of mineral fertilizers significantly degrade the organic component of topsoil. Also, use of chemicals in agriculture leads to environmental pollution. There are many cases where fertilizers and other chemicals made ill-conceived and sometimes irresponsible. This leads to the accumulation of chemicals in soil, groundwater, excessive content of their crop production, and a food - and food of animal origin. This man-made pollution of fertile soil affects the quality of agricultural products, which can lead to increased morbidity. Widespread use of pesticides has created and specific problems associated with the acquisition of weeds, pests and pathogens resistance to them.

Direction of development of agricultural machinery for crushing plant residues in Ukraine is a little known but very important. The analysis of the results of field testing of the roller-crusher. The main indicator of this unit size selected residues of cornstalks after shredding. The results of the tests indicate the feasibility of using this type of agricultural machinery.

- / -

Д.В. Богатырѳв, В.М. Сало, С.Н. Лещенко, Ю.В. Мачок. Экспериментальные исследования влияния скорости движения катка-измельчителя на качество измельчения растительных остатков кукурузы

Приведенное направление разработки и усовершенствования сельскохозяйственных машин для измельчения растительных остатков в Украине является новым и очень актуальным. Представлен анализ результатов полевых испытаний катка-измельчителя отечественного производства. Основным показателем работы данной машины выбрано соотношение размеров остатков стеблей кукурузы после измельчения в зависимости от скорости движения агрегата. Приведенные результаты испытаний свидетельствуют о целесообразности использования данного типа сельскохозяйственной техники.

A. Bondarenko. Treatment and analysis of results of experimental researches of hydrostatic-mechanical transmissions

In the article the process of treatment of results of experimental researches of working processes is resulted in the hydrostatic mechanical transmissions executed on charts with a differential on the entrance and with a differential on an output, at braking. The process of finding of twisting moments is considered on the billows of transmissions and angular speeds of billows, overfall of working pressure in the hydrostatic transmission, the value of which depends on surplus pressure in a forcing highway and the pressure created by the pump. For correct treatment of results of volts signals descriptions are certain for every bridge chart of the examined billows, the process of filtration of surplus pressures and twisting moments is described, and more precisely volts signals which were got as a result of experimental researches. For filtration of information the filter of lower frequencies of Battrevorta, and more precisely, software product was used "Filter of Battrevorta", which is recommended to the use for all channels, except for the corner of turn of steering wheel and angular speed of steering wheel. Developed and described method of determination of angular speeds of billows of hydraulic machine, asynchronous engine powder-like brake mechanism. Set, how intensity of change of parameter of adjusting of hydraulic machine and change of brake moment influences on the overfall of working pressure in the hydrostatic transmission, angular speeds of billows, time, from the beginning of braking to the complete stop of billow of powder-like brake mechanism. The got results are analysed. The proper conclusions are done.

- / -

А.И. Бондаренко. Обработка и анализ результатов экспериментальных исследований гидрообъемно-механических трансмиссий

В статье приведен процесс обработки результатов, полученных при экспериментальных исследованиях гидрообъемно-механических трансмиссий, выполненных по схемам с дифференциалом на входе и с дифференциалом на выходе, при торможении. Рассмотрен процесс нахождения действительных значений перепада рабочего давления в гидрообъемной передаче, крутящих моментов на валах трансмиссий и угловых скоростей валов. Проанализированы результаты экспериментальных исследований.

B. Hevko , V. Krook , V. Hud, V. Furda, M. Yatsyk, M. Klendiy Definition of power characteristics of balls rolling guides

To ensure accurate deployment and accurate direction of running various elements of the power equipment of machines using special devices rolling-in bearing balls in body parts ensuring stable lubrication.

The developed device rolling-in balls in the guide is designed as a holder, the other end of which made the cut ledge milled on both sides. In areas with milled done two radial blind holes 3 parallel planes cut. In the opening set with spring locking balls. Last protruding parts included in the slot forming element in the form of a cylinder which in the upper inner part is shaped like a truncated ledge. At the bottom of the forming tool evenly around the circle radius excavation made for the exit chips. In addition, the lower part of the circular direction of rotation is made, for example, four semi-circular rigidly mounted carbide cutting blades with cutting edges of the front and rear α β angles of the rear end and side angles γ cutting blades. Moderate rise up the blade goes into forming semi-circular elements that by plastic deformation is carried out through the groove rolling balls to the performances, which are inserted into the holes blanks. Rolling-in performances to carbide balls carried semi-circular elements in the guide piece.

The results of experimental studies, the definition of design parameters and power devices rolling-in support elements may have practical application in the design corresponding to equip machines.

- / -

Б.М. Гевко, В.В. Крук, В.З. Гудь, В.В. Фурдей, М.М. Яцкив, М.И. Клендий.

Определение силовых характеристик процесса вальцовки шаров направляющие

Приведена конструкти яустройства для завальцовки шариков в направляющих элементах технологической оснастки. Особенностью конструкции является то, что завальцованный шарик находится в среде системы смазки, что обеспечивает уменьшение усилия завальцовки и повышает точность фиксации.

Y. Hun'ko, B. Pasaman, O. Pasaman. Improvement of the Construction of the Rotor Digging Machine for Potato

Rotor digging machines for potato with low consumption of materials and energy and can be used for different types of soil. They are equipped with ploughshares with a variable shape of blade surface, providing better blending of soil with tubers. While choosing the shape of the blade, the most essential is its ability to destroy the soil layer the most effectively, without damage of potato tubers.

The studies have shown that most of the heap is separated through openings in the final part of the ploughshare.

There is suggested a change of the configuration of blade placing on the shaft to improve the separation, increase the part of the heap, that is separated through the openings and to decrease the removable part of the heap. The blades are placed on the shaft in an arc. Due to the such placement of shafts, their number increased. It also ensure turns interaction of shafts with a heap, that prevents simultaneous elevating of all the layer, which is in the final perforated part of the ploughshare. During the revolving of the rotor, extreme blades interact with a heap at first, at the time they make it movable. It means, that the layer is being blended and its created parts interact with each other. The interaction of next blades occurs with moving parts of the heap that intensifies the efficiency of blending. In this way the blades remove the separated heap better.

Embodiment of the rotor digging machines for potato can be used on different types of soil and also increases the efficiency of separation of potato during performance of harvest work.

- / -

Ю. Л. Гунько, Б. Ф. Пасаман, О.Б. Пасаман. Усовершенствование конструкции роторного картофелекопателя

В статье приведены результаты экспериментальных исследований процессов разрыхления клубненосного вороха при прохождении его по поверхности подкапывающего лемеха с переменной рабочей поверхностью, а также обосновано рациональную компоновку составляющих элементов подкапывально-сепарирующего рабочего органа роторного картофелекопателя.

T. Guseva, I. Dudarev. Investigation of the process of separation of pellets on a spiral separator

According to European standards, the content of substandard pellets in packs with fuel pellets can not exceed 1.0%. During the fabrication of fuel pellets in a production environment, this figure exceeds the norm. The considerable amount of substandard pellets and small particles in the granules – a sign of poor quality, low mechanical strength and rapid erasure. This indicator is important during transportation, storage and supply of pellets to the boiler for combustion, as it can be the cause of loss during handling. Substandard pellets clog augers that feed them into the boiler. Substandard pellets prevent oxygen supply and reduce the efficiency of the boiler. Substandard pellets result in equipment damage. Thus, the process of separating the substandard pellets from fuel pellets (separation) should be carried out before packing to packs. To separate the substandard pellets from the pellets are encouraged to use a spiral separator. As a result of experimental studies have established that it is possible to use a spiral separator to separate chips, substandard pellets from the main fraction of fuel pellets.

- / -

T.A. Гусева, И.Н. Дударев. Исследование процесса сепарации топливных гранул на спиральном сепараторе

В статье представлены результаты исследования процесса сепарации топливных гранул в спиральном сепараторе.

L. Datsiuk, M. VrzheschS. Yuhymchuk, T. Datsiuk. The analysis of reasonably wheeled forest harvester

The analyzed of technical descriptions is given wheeled forest harvester of leading world firms-producers and dependences of intercommunication of their parameters are approximated. The substantiation of options general of reasonably harvester for work in forest external environments, and also operating requirements are formed to them.

The harvester is used in the first stage of timber harvesting. It provides tree felling, cutting branches and bucking barrel cut-to-length required length, the formation of the assortment of timber.

At the stage of conceptual layout selection options projected forest machine it is advisable to carry out on the basis of weight and geometric analogies.

To perform this task, it is advisable on the basis of the technical data sheets of harvesters, to be a supporting table on which to build the relationship between the weight and the geometric parameters of similar machines. Built according to table graphic dependences are approximated functions or linear expressions will allow with sufficient accuracy to determine the parameters of harvesters.

On the basis of the research dependences characterizing the mode of operation of the harvester: the length of the moving distance of movement of the harvester; the length of cut of the volume of the trunk; duration pruning of the volume of the trunk. Dependencies are installed for different configurations of harvesters.

Unstable production and natural conditions are forced to adopt new methods and ways to respond appropriately and to ensure the implementation of timber harvesting in difficult conditions. Therefore, harvester with a combined wheeled chassis in combination with other mechanisms are promising vehicles to create so-called combined technologies.

The proposed variant of the analysis of the parameters of the harvester can be used for both design and technological basis for developing advanced models and serial.

- / -

Л.Н. Дацюк, Н.В. Вржеш, С.Ф. Юхимчук, Т.Л. Дацюк. Анализ компоновки колесных лесных харвестеров

Подан анализ технічних характеристик колесних лесних харвестеров ведущих мировых фирм-производителей и аппроксимированы зависимости взаимосвязи их параметров. Обоснованно параметры общей компоновки харвестеров для работы в лесных условиях эксплуатации, а также сформированы эксплуатационные требования к ним.

I. Dudarev. Determination of energy parameters of the flax heap separator

Flax heap contains a significant amount of flax refuse. That's why flax heap must be separated before drying to reduce energy consumption. During the separation flax heap divided into two components: flax seed heap and flax refuse. Drying only flax seed heap reduces energy consumption in the process. The method of separation of flax heap depends on the composition of the heap. The design of the flax heap separator is proposed, which shares a flax heap on flax refuse and flax seed heap. The separator produces stretching of flax heap layer and makes it an

oscillatory motion. This separation method permits to separate loose seeds and flax capsule without damage. The article studied the movement of the bottom of separator and its tensile sections using the Lagrange equation. Results of theoretical researches of energy parameters of the flax heap separator are presented.

- / -

И.Н. Дударев. Определение энергетических параметров сепаратора льняного вороха
В статье представлены результаты теоретических исследований по определению энергетических параметров колебательно-растягивающего сепаратора льняного вороха.

V. Diakonov, Z. Sirko. Influence of flanges stiffening on the transverse vibrations of the saw blade

It is known that during the adjustment of a saw blade in a loom and fixing between flanges, the sawing disk deforms in accordance to flanges' nonflatness, and further the sawing process runs in this position. Of course, the range of deviation regarding the surface of root flange is standardized and it equals 0.50-70 mm. If the saw has larger diameter, the runout near toothing increases.

On the other hand, the saw has nonflatness. This data is also strictly standardized and must not be more than 0.1 mm for saws \varnothing 400 mm.

The stated deviations with rigid saw fixation in the flanges are summarized and may increase or decrease the saw blade runout, which significantly affects the machinery accuracy.

In the article are presented the results of comparative testing fluctuations of saws with fixed and rigid fixing ways.

- / -

В.К. Д'яконов, З.С. Сірко. Вплив жорсткості фланців на поперечні коливання дискової пили

В статті наведені результати випробувань коливань дискової пили для двох способів її фіксації: в жорсткому та пружному закріпленні. Спосіб закріплення надає значний вплив на величину коливань інструменту.

A. Kozhushko. Features of work wheeled tractors with hydrostatic mechanical transmissions

This article describes the process of acceleration wheel tractor with hydrostatic mechanical transmissions working under the scheme "planetary gear output", the performance of technological operations "plowing". On the basis of recent studies were selected two schemes hydrostatic mechanical transmissions that during static analysis had the greatest coefficient useful action of transmission. Also reviewed publications that describe the mathematical model of internal combustion engines, hydrostatic mechanical transmission, interaction with wheels supporting surface and determine the technical and economic indicators wheeled tractor system software implementation using Matlab subsystem modeling of dynamic processes Simulink was composed general mathematical model.

Consisting general mathematical model was able to vary with respect to time change laws: the coefficient, which characterizes the position of the controls fuel delivery parameters of hydraulic fluid transmission regulation, traction on the hook.

As a result of a comparative analysis of the maximum working pressure difference results in the transfer of hydraulic, the coefficient useful action of transmission and hourly fuel consumption internal combustion engine was concluded, the use of which is the law of change: the factor, which characterizes the position of the controls fuel delivery, regulation parameters of hydraulic fluid transmission, traction on the hook will increase the cost-wheel and efficiency wheeled tractor.

- / -

А.П. Кожушко. Особенности работы тракторов с гидрообъемно-механическими трансмиссиями

В работе приведены изменения перепада рабочего давления в гидрообъемной передаче, коэффициента полезного действия трансмиссии и часового расхода топлива в процессе разгона колесного трактора с гидрообъемно-механическими трансмиссиями, работающих по схеме «дифференциал на выходе», при выполнении технологической операции «пахота» и различных законах изменения: коэффициента, который характеризует положение органа управления подачей топлива, параметров регулирования гидромашин гидрообъемной передачи, силы тяги на крюке.

Yu. Kozelko, M. Ysenko. The analysis of indexes of deviations from the specified row width of potato-planter

In the article the necessity to mastering not only of flat areas, but of the slopes for agriculture is substantiated. And accented that the lands, located on the slopes make up a large part of all areas on which agricultural crops are grown. Using on such lands of existing technology for plains is impossible, as it leads to poor execution of certain operation. For such conditions, it is necessary to apply the technique, which is adapted for use on the slopes. Today, however, for the planting of potatoes there are no such machines that would execute this operation on slopes qualitatively. Therefore an apparatus of potato-planter of new design, which provides high quality agro-technical dates, is provided. In the article the design features of the potato planting apparatus with the needles are characterized. This apparatus contains a bend, ring-scoops, fasteners, chain conveyor, sprocket, visor, needles. By the work the needle firmly holds potato in ring-scoop that promotes an absence of its falling out at the top of the conveyor, as well as its timely releasing at the appropriate moment. To confirm the quality of the work of this apparatus the analysis of work of potato-planter with this apparatus on the slopes of varying steepness on the soils with the different humidity is carried out. The graphs of deviation from the specified row width of plants which planted by experimental and standard machines are building. The graphs analysis showed that the experimental machine gives more qualitative results than the standard machine.

- / -

Ю.И. Козелко, М.В. Усенко. Анализ показателей отклонения от заданной ширины междурядий картофелепосадочных машин

В данной статье выделены конструктивные особенности разных картофелепосадочных аппаратов с накалывающим устройством. Проведен анализ показателей отклонения от заданной ширины междурядий картофелепосадочной машины с аппаратом с иголками на склонах разной крутизны, на почвах с разной влажностью.

R. Kostyunik. Tribological studies adhesive wear on friction machine ASK-01

One of the urgent problems of modern tribology is to increase the efficiency tribosystems with boundary friction.

There are two main conflicting approaches to the problem of boundary friction. First, elasto-hydrodynamic approach is based on dynamic processes in a thin lubricating layer, which creates pressure identified with the contact stresses in the work surface. The second approach is based on the adhesion-deformation theory of boundary lubrication, is recognized in the modern tribology.

The study of friction in boundary lubrication conditions require the use of special equipment that has been designed and manufactured in the laboratory nanotribotechnology NAU as a sliding friction device with line contact ASK-01. Using the developed device friction tribological studies were conducted adhesive wear interaction with dynamic processes in the boundary layers of grease for lubrication model of the friction pair of fuels and lubricants of different classes, the results of which are given in the article.

- / -

Р.Є. Костюнік. Трибологічні дослідження адгезійного зношування на машині тертя АСК-01

У статті наводяться результати трибологічних досліджень взаємодії адгезійного зношування з динамічними процесами в граничних шарах мастила на машині тертя АСК-01 при змащенні модельної пари тертя пально-мастильними матеріалами різних класів

R. Kisilov, P. Luzan, T. Shepilova, Y. Machok. Mathematical model of dynamic system force interaction with the mixer blades monolith mixture

Existing mathematical models of granular materials reflect almost all the properties that are characteristic of the ideal properties of bodies, but they do not meet the real properties of granular and wet related materials. The real mix more complex and have special properties due to differences in the availability of specific adhesion of particles and materials they need to consider to ensure a more accurate calculation and control of structural and technological parameters of the job.

Given the existing shortcomings of traditional mixers staff the department of Agricultural Engineering KNTU created a new two-stage design combined band-blade mixer. Previous theoretical and experimental studies have confirmed the effectiveness of the proposed mixer.

In the article the mathematical model of the dynamic system force interaction with blades monolith mixture for the determination of the mixer drive depending on structural and kinematic parameters and physical and mechanical properties of the mixture. The results of the theoretical calculations by mixing the resistance and power costs necessary to overcome them single-shaft combined band-blade periodic mixer. Calculated theoretical and experimental comparative data on the drive power mixers do not exceed 5%, indicating a high enough reliability calculation developed a mathematical model of interaction proposed mixer blades feed periodic operation.

- / -

Р.В. Кисилев, П.Г. Лузан, Т.П. Шепилова, Ю.В. Мачок. Математическая модель динамической системы силового взаимодействия лопастей смесителя с монолитом смеси

Учитывая существующие недостатки в работе традиционных смесителей коллективом кафедры сельскохозяйственного машиностроения КНТУ создана новая конструкция двухступенчатого комбинированного ленточно-лопастного смесителя. Предыдущие теоретические и экспериментальные исследования подтвердили эффективность применения предложенного смесителя. В статье разработана математическая модель динамической системы силового взаимодействия лопастей с монолитом смеси для определения мощности привода мешалки в зависимости от конструктивно-кинематических параметров и физико-механических свойств смеси.

I. Minevich, L. Osipova, V. Zubzov. The evaluation of sauces with linen flour profile method of sensory analysis

The paper presents the results of the evaluation of sauces with linen flour by sensory analysis. The objects of study were used: linen micronized flour in laboratory conditions, edible vegetable oil, water, spices, herbs, mustard, acetic and citric acids, nuts, vegetable fillers. The recipe has been aligned by replacing eggs flax flour. For sensory evaluation developed sauces based on flax meal has developed a system of descriptors of the following indicators of quality: texture, taste, smell, color, overall impression. For each indicator, in turn, the subsystem of the five descriptors, which were evaluated on a scale. For a more objective evaluation of the product is introduced weighting coefficient of single indicators. Weighting coefficients used in connection with a different significance of individual indicators in the overall perception of commercial quality products. They express their equity participation in the formation of the characteristic quality of the product and are factors in the calculation of the complex index. Thus, the weighting coefficients are significant indicators of quantitative characteristics. Flax meal has a positive effect on the texture of the product, has the original nutty flavor and combines easily with prescription components, allows the development of new formulations of fat emulsion products with no compromise in taste, almost no change process sauces and mayonnaise. Using flax meal as an emulsifier enables the desired viscosity of the product, good texture, excellent emulsion stability, product stability during storage, efficiency process, the preparation of products of any fat. Presented profilograms quality and integrated indicators sauces flax flour.

- / -

I.Е. Міневич, Л.Л. Осіпова, В.А. Зубцов. Оцінка соусів із лляним борошном профільним методом сенсорного аналізу

У статті наведено результати оцінки соусів із лляним борошном методом сенсорного аналізу. Представлені профілограми якості і комплексні показники соусів із лляним борошном.

O. Nalobina, A. Shymko. Analysis of development of field of potato growing and review of potato harvesting technics

In this article presents statistics of development of potato growing in Ukraine in a certain time period. Considered the main suppliers of potato harvesting techniques, given the classification and basic requirements for potato harvesting machines. Soundly the promising directions of creating new or upgrading existing

potato harvesting technique.

In the world for decades was formed the park of new and modern potato harvesting machines that successfully work in the fields of Ukraine. Farmers use potato harvesting machinery, which was manufactured in Belarus, Germany, Netherland, Poland, Russia and Ukraine.

Manufacturers of equipment for potato growing industry aspire to create universal machines, which are equipped with a set of interchangeable working parts and are characterized by significant speed range, therefor they have the opportunity to substantial adjustment modes.

- / -

А.А. Налобина, А.В. Шимко. Анализ развития отрасли картофелеводства и обзор картофелеуборочной техники

В данной статье приведены результаты анализа развития отрасли картофелеводства в Украине и направлений развития картофелеуборочной техники.

Y. Paladiychuk, Y. Tarasyuk, V. Gud, I. Shust, O. Kuruk. Technological background design downloader screw loose materials

The main operating and loading-unloading members of most agricultural machines are their screw operating members. Their position in the transporting means is in general between 40-50% accounting to different sources. Their characteristic feature is that, caused by different rheological properties of cargo, which specify the nomenclature and design parameters of screws. The advantages of screw conveyors are their being easily designed and maintained, small overall dimensions loading and unloading convenience, their geometry, etc. Their disadvantages are high specific power consumption, sufficient cargo crushing and grinding, screw operating member and casing wear and their being sensible to the overloading, which result in creation of cargo blocking inside the casing.

In spite of the fact, that the scientific papers on the stew conveyors design are available, modern requirements of the agricultural production need improvement of the available constructions and creation of totally new ones, which require certain theoretical and experimental investigations with their further technological-economic interpreting. The method of technical-economic interpreting of transporting- technological mechanisms (TMM), carried out on their comparative estimation with the conventional ones, -which perform the same type operations and do not differ sufficiently in to their main operations, has been proposed in the article. Analytical dependencies for determination of main components of the technological-economic estimation, the principle of economic calculation of the manufacturing cost price, TMM and their components maintenance and operation as well as economic effectiveness of the new TMM construction estimation in particular, have been deduced.

The application of the tubular scraper cable conveyor for transporting seeds along the curvilinear tracks as compared with the flexible screw conveyor and flexible pneumatic conveyor was found to be very effective and makes the process be more qualitative, decrease the effect on seeds and minimize their injury.

- / -

Ю.Б. Паладійчук, Ю.М. Тарасюк, В.З. Гудь, И.М. Шуст, О.М. Кирик.
Технологические предпосылки проектирования винтовой загрузчик сыпучих материалов

Предложены технологические предпосылки проектирования винтовых загрузчиков сыпучих материалов, а также методику технико-экономического обоснования винтовых загрузчиков, проводимой на основе их сравнительного оценке с типичными представителями загрузчиков. Приведены аналитические зависимости для определения основных параметров винтовых загрузчиков.

U. Palivoda, M. Levkovich, V. Gud, A. Gypka.
Methods increased operational of reliability and durability discs beet harvesting machine

The main task of designers, engineers, metrologists and metallographists in enterprises is to provide a given resource products and its further increase. Processing methods are the most effective in solving this problem. They can improve manufacturing precision parts and assembly units of machines, and provide optimal (for these conditions) state of outer layer.

To increase the reliability and durability of machine parts by their surface necessary physical and mechanical properties, nowadays widely used in engineering various methods of surface plastic deformation, which is one of the simplest and most effective methods of strengthening. As a result of hardening of surface plastic deformation in the surface layer of parts processed, there are structural changes, increasing its hardness and durability, produced favorable compressive residual stresses that are critical stress shifts towards more high values, as well as slow the emergence and development of microcracks lowering the roughness of machined surfaces

- / -

Ю.Е. Паливода, М.Г. Левкович, В.З. Гудь, А.Б. Гупка. Методы повышения эксплуатационной надежности и долговечности дисков свеклоуборочных машин
Разработана конструкция дискового копателя с возможностью очистки рабочих поверхностей дисков. Проанализировано влияние поверхностного пластического деформирования на повышение надежности дисков.

S. Panasyuk, I. Dudko. The destruction of the adhesive connection between the contaminants and the surface of the potato tubers

Cleaning is the process of removing contaminants, solids, pesticides and microorganisms from the potato tubers. During this process the surface are dampened with water, that causes the dispersion and stabilization of contaminants. The process of cleaning is the destruction of the adhesive connection between the contaminants that consist of particles of soil, dirt, sand and residual pollutants and the surface of the potato tubers.

At the present stage it is important to find possible ways of cleaning the contaminants that will require minimal energy costs and will preserve the quality of raw materials, which is due to the establishment of forces that form the adhesive bond.

The adhesion is possible because of the forces that act between the molecules in the contacting phases. The adhesion is defined by the strength of the adhesive connection. During the process of the destruction of the adhesive connection two

new interfaces are created: a potato tuber/air and a particle of dirt/air interfaces; the potato tuber/layer of contaminants interface disappears.

The actual area of contact between the adhesion and the surface of the potato tubers depends on their properties: the energy characteristics of the surfaces of the contacting phases, surface roughness, the conditions of formation of adhesive connection, thermal and mechanical properties of the adhesion and the surface of the potato tuber.

When the contaminants are dampened with water, the liquid penetrates the pores of the solid particles and forms the layers of the liquid dispersion medium; in other words, the coagulation structures are formed. The process of moistening the surfaces depends on the surface tension of the detergent and interfacial solution and interfacial tension at the liquid/solid interface.

The analysis of the connection between the contaminants and the surface of the potato tubers allows the main factors that affect its destruction to be set. The decrease of the surface tension of the washing liquid will provide the effectiveness of the process of cleaning.

- / -

С. Панасюк, И. Дудко. Разрушение адгезийного соединения загрязнений с поверхностью клубней картофеля.

В статье приведен анализ адгезийного соединения загрязнений с поверхностью клубней картофеля, установлены основные факторы, которые влияют на работу при его разрушении.

N. Ponomarenko. Program, metodik and resultate rationale for the construction of centrifugal spreader of mineral fertilizers

The program, methodology and got results of experimental researches of centrifugal working organ, is worked out for bringing of mineral fertilizers. Investigational construction features of rotor working organ and their influence on the high-quality indexes of work of throwing about of mineral fertilizers.

The program, methodology and got results of experimental researches of centrifugal working organ, is worked out for bringing of mineral fertilizers. Investigational construction features of rotor working organ and their influence on the high-quality indexes of work of throwing about of mineral fertilizers.

Investigational construction features of rotor working organ and their influence on the high-quality indexes of work of throwing about of mineral fertilizers.

Withdrawn simple enough for engineering application of the formula, giving an opportunity to substantiate the design of the disk diffuser fertilizers, which is guaranteed to improve scattering.

Scientific bases of ground of technological parameters of machines are developed.

By a mathematical design in relation to general cases dependences. Which describe conformities to law of processes which carry out machines for top-dressing, are got.

Conformities to law of ascent of fertilizers from spreader and character of their distributing are set for the surfaces of soil. Found out basic factors which

have a determining influence on the indexes of work of machines. Hardwares which are applied in serial industry are created.

- / -

Н.А. Пономаренко. Программа, методика и результаты полевых экспериментальных исследований центробежных разбрасывателей минеральных удобрений

Разработано программу, методику и получены результаты экспериментальных исследований центробежного рабочего органа для внесения минеральных удобрений. Предложен роторный рабочий орган, конструкционные особенности которого позволяют улучшить равномерность рассеивания минеральных удобрений.

P. Popovych, O. Tsion. Resource of working bearing systems of trailers is taking into account influence of aggressive environments

The need to create a design model for metallic materials slow fracture under mutual mechanical loadings and corrosive aggressive environments basing on the power approach taking advantage of the first law of thermodynamics, has been interpreted. The design model, which describes the processes of the cracked metal construction thin-walled elements fracture under mutual durable static loadings and corrosive aggressive environment, has been stated. Power approach and fracture mechanics fundamentals are the basis of the model. Mathematical dependences for finding the residual operating-life rectilinear cracked plate which is subject to the symmetric durable static loadings relatively the crack location line and corrosive aggressive environments, have been proposed. Analytical dependences of the corrosive mechanical cracks propagation kinetics in a large plate comparing with the size of the crack have been proposed. Basing on the obtained solutions the residual operating-life of the steel plate with macroscopic crack under durable stretching and distilled water in the static problem statement has been calculated. Basing on the analytical dependences interpreted in the article and available results of mathematical electrochemical reactions and some principles of fracture mechanics the equation for description of the corrosion - mechanical cracks propagation kinetics, has been obtained. This equation together with the initial and finite conditions proved in the article make a mathematical model for determination of the period of the pre-critical growth of corrosion-mechanical cracks in metallic materials. The method for determining resource beam elements of metal frames fertilizer spreaders under the actions of cyclic bending and corrosive aggressive environments, is developed. The basis of this method put the main provisions of corrosion fatigue fracture mechanics of metallic materials. In particular, the durability of beam elements of metal frames fertilizer spreaders represented as the sum of the periods initiation and subcritical growth of corrosion fatigue crack. On the basis of results previously obtained by the author mathematical models to determine the periods of initiation and subcritical growth crack in metallic materials are written. Aggressive corrosive environment is made solutions of organic and mineral fertilizers. The use of this method fully demonstrated by the cyclic bending channel bar for the actions of corrosion aggressive environments, including fertilizers.

- / -

П.В. Попович, О.П. Цюнь. Ресурс работы несущих систем прицепов с учетом влияния эксплуатационных сред

На основе энергетического подхода, а также известных в литературе результатов математического описания электрохимических реакций и некоторых положений механики разрушения, разработана расчетная модель для определения остаточного ресурса элементов сельскохозяйственных машин с поверхностными трещинами при действия циклических нагрузок и эксплуатационных коррозионных агрессивных сред. Применение данной модели продемонстрировано на задачах с определения остаточного ресурса элементов конструкций больших сечений и тонкостенных элементов конструкций с поверхностными трещинами.

Y. Fedorus. Impact crushing flax seed of the tape on the energy growth and germination of flax

The paper presents the results of studies of the effect of working-conditioner calender machine for energy growth and germination seeds flax-harvester. In order to take advantage of obchisuvannya stems and seed boxes rolling and improve the quality of their separation from stems proposed a device consisting of rolls of GCO-rnoyu surface and combs with teeth. The sequence of these operations will determine the quality and efficiency of ivy-flax-obchisuvanno machine. The challenge rollers, this device is rolling holovchatoyi of stem tape, and task ridges - obchisuvannya tape after rolling, which includes combing with tape not separate boxes and seeds, which trapped. Results vigor and germination of seeds of flax, and found that shock loads that occur during work-conditioner obchisuvanno apparatus of conditioner rollers on germination and seed vigor little impact.

- / -

Ю.В. Федорусь. Влияние плющения семенной части ленты льна на энергию роста и всхожесть семян льна-долгунца

В статье изложены результаты исследования влияния рабочих органов плющильно-обчесьяющего аппарата на энергию роста и всхожесть семян льна-долгунца.

M. Ysenko. V. Onishuk. Research of the work of flexible harrow with adjustable tines

Implementation of aggregate of agricultural operations is a prerequisite for high and quality yield of any culture. Moreover, these operations must be conducted in optimal agronomic terms. The main tillage is the first of all these operations. Minimal tillage, which combines the operations of plowing and harrowing, is a popular in these later days and to perform these operations the combined tools are used and, accordingly, of the great important are the quality indicators of performance of these operations. There are many designs of combined units to perform the minimal tillage. Among them are the plows with disk and tine working bodies, which can be attributed to the classic. But recently the plows with so-called flexible harrows are used. These harrows are modular and performed in the form of a chain with tines of different shapes. These machines intensively treated soil in different external conditions. But existing flexible harrows still not adapted to run on different physical and mechanical composition of the soil through the appropriate design of the tines, of their attachment, etc. So in scientific studies in this area are not raised these issues. The studies allowed developed the plow with flexible harrow with adjustable tines. The depending on the estuarine of the soil of

its cultivation depth by standard and experimental flexible harrow is defined. Analysis of experimental flexible harrow with adjustable tines shows that it provides high agronomic performance in comparison with the machines-analogues.

- / -

H.B. Усенко, В.В. Онищук. Исследования работы гибкой бороны с регулируемыи зубьями

Обосновано применение гибкой бороны с регулируемыи зубьями в разных условиях работы. Проведен анализ работы бороны на почвах с разной влажностью.

R. Khlopetskiy. Mathematical modeling of a point motion on the surface of the archimedes spiral

This paper proposes a mathematical model of a point motion on the surface of the Archimedes spiral. Such mathematical model of a point motion on the surface of sector of the Archimedes spiral aims to establish the validity of the proposed method of sapropel extracting from the layer of water, and the rationlity design of extractive module for its implementation with minor changes in operating parameters extracting device that establishes this mathematical model. This mathematical model particularly aims to establish a rational kinematic parameters, namely the rotation frequency of the cutters extractive blade, the speed of translational motion, the diameter of rotation. Herewith it is done the assumption that the center of the Archimedes spiral sector which serves cutter blade coincides with the rotation center, ie the extractive cutter axis. Rotating tre blades cutters carried clockwise in conjunction with the forward movement towards mining. So the trajectory of a cutter knife blade described Trochoid. This mathematical model has scientific and practical application and importance, as it allows to establish the truth of the extraction process, namely the translational movement of extractive module forced by resistance incision blade cutter in the middle layer of sapropel, as well as a negative result sapropel truth as it moves through the inside surface of the Archimedes spiral sector to set the correction workflow kinematic parameters and geometric parameters of extractive cutters for a positive result in establishing the truth of the extraction process of the proposed method.

- / -

Р.А. Хлопецкий. Математическое моделирование движения частицы по поверхности спирали Архимеда

В статье предложено математическое моделирование перемещения сапропеля движением материальной точки по поверхности лопастью в виде спирали Архимеда в процессе разработки озерных месторождений.

I. Tsyz, V. Suchyk Yu. Bashuk. Research of the impact on the productivity of sugar beets and of the tool for deep soil loosening

The article shows results of research of the impact of using tools which are designed for deep soil loosening between rows on productivity and weediness of sugar beets. One of ways to solve following problems is deep soil loosening between rows of tilled crops, which will provide a stable decrease in density of soil and weeding, which together will become the main criterion for growth. Chisel pad have shown themselves on a better side at practice of international cultivation of tilled crops.

The test for the tool was done under field conditions on the plantations of sugar beets. While doing the experiment were studied following options: usual loosening by cultivator on the deepness of 14-16 cm; and loosening by the designed tool on the deepness of 23-25cm. The effect of deep loosening on weeding, soil density, total crop capacity of sugar beet roots, sugar content and sugar collection has been exploring.

As we can see from the results of researches, weediness on the variant where there was held deep soil loosening decreased by 25%, and the density of soil on 0,14h / cm³. Designed tool for deep soil loosening between rows for tilled crops is workable. Researches of the work of the tool under field conditions have already shown that after deep loosening between rows of sugar beet by this tool increased the crop capacity of Root crop increased by 3.9 t / ha and the collection of sugar increased by 0.8 t / ha.

- / -

И.Е. Цизь, В.М. Сичук, Ю.В. Бащук. Исследования влияния на продуктивность сахарной свеклы и орудия для глубокого рыхления почвы

В статье приведены результаты исследований влияния применения разработанного орудия для глубокого рыхления почвы в междурядьях на производительность и засоренность сахарной свеклы.

V. Shevchuk. Dynamic model of interaction the roller working body with oilseeds

The prospects of oil production technologies nowadays closely associated primarily with the improvement of the most energy and material technological processes.

The problem of improving the machinery for crushing the oilseeds core and create low productivity facilities becomes significance and relevance for Ukraine because of the available procedures and means of seed crushing are not efficient enough and require further research and improvement.

The article deals with the efficiency improving of the oil-seed crops roller crushing in the technological process of oil production by pressing, in which the oil yield are raised and energy consumption are decreased.

Dynamic model of interaction the roller working body with oilseeds is developed. The model reflects the condition of oilseeds capture by rolls, the roll diameter dependence of the gap between them and the functions of changes the upsetting/crushing machine productivity and power consumed by it.

With given values of parameters the productivity of seed crushing machine in the processing oilseeds crops is 17,1–37,9 kg/h and power consumption – 0,18–0,95 kW. Also it was found that the use of seed crushing machine in the technological process of the oilseeds processing allows increasing to 35–49% oil output with 21,85 % decreasing of energy consumption.

- / -

В.В. Шевчук. Динамическая модель взаимодействия вальцового рабочего органа с семенами масличных культур

Разработана динамическая модель взаимодействия вальцового рабочего органа с семенами масличных культур, отражает условие их захвата между валками, зависимость диаметра валков от зазора между ними, а также закономерности изменения производительности плющилки и потребляемой ею мощности.

A. Shymchuk. Basis of extractive partially desiccated lake sapropel and ways of use

The paper presents the lake with low water levels rapidly atrophy and disappear from the maps. The necessity of restoration of lakes. The analysis of recent studies conducted to date using known methods of development sapropelevyh fields. The basic technologies and ways of extracting sapropel lake from the water layer and on the basis of their analysis is presented by mining lake sapropel from the water layer with partial dehydration, which will provide the free water in the extraction without compromising quality indicators. Specified on the advantages of screw device for extraction lake sapropel from the water layer. Describes the work and the need for extractive lake sapropel module with screw working body equipped camera removal of free water. Indicated that lake sapropel extracted in this way can be directly downloaded from the barge into the car body or Manure spreaders and take out up to 20 miles for future use. The example of the use of such sapropel soil application of machinery to organic fertilizers. Using the developed module for extraction lake sapropel makes it possible to reduce the cost of raw materials extracted by reducing the number of manufacturing operations associated with dehydration sapropelevoyi mass, and reduce the number of contractors. Ways to further the use of the screw working body and partly desiccated lake sapropel separating chamber in agriculture.

- / -

A.П. Шимчук. Обоснование средств для добычи частично обезвоженного озерного сапропеля и пути его использования

В статье описаны особенности выбора средств для добычания озерных сапропелей из-под слоя воды с частичным обезвоживанием. Предложены пути его дальнейшего использования в агропромышленном комплексе.

S. Shymchuk, N. Zaychuk, Y. Shymchuk. Device friction tribological test fuel lubricants

Modern machines and mechanisms are set tribosystems. Friction, wear trybopoverhon intensity, noise, vibration - these are the factors that affect operational performance and, consequently, the durability of the trybovuzliv. Key performance of any trybosystemy largely depend on the proper selection, quality and structural properties and lubricants, surface roughness (including volumetric spatial configuration) and makroheometrychnyh indicators. All the issues raised above should be settled at the design stage trybovuzla necessary design calculations (which unfortunately is not accurate and complete in tribology) and the methods and means of laboratory tests.

Based on in-depth analysis of a wide range of equipment in trybovyprobuvalnoho article the principle of operation and the technological capabilities of the device for friction tribological studies of lubricants in boundary friction mode for their selection for motor vehicles.

The results show that the best linear contact provided stable initial conditions contact them and play regardless of the test series, indicating the

correctness of trybovyprobuvan friction on devices built on this principle. Selected principle of the developed device friction and its technological capabilities allow trybovyprobuvannya fuel and lubricants in its sole and reverse sliding friction in a wide range of speeds and loads.

- / -

С.П. Шимчук, Н.П. Зайчук, Ю.П. Шимчук. Прибор трения для трибологические исследований горюче-смазывающих сред

На основе глубокого анализа широкого ассортимента трибоиспытательного оборудования в статье освещены принцип действия и технологические возможности устройства трения для трибологических исследований горюче-смазочных материалов в режиме граничного трения скольжения с целью их подбора для автотракторной техники.

ЗМІСТ

1. Барна Р.А., Гушак Ж.М. Вплив робочих середовищ на втомне руйнування сталі 20.....	3
2. Богатирьов Д.В., Сало В.М., Лещенко С.М., Мачок Ю.В. Експериментальні дослідження впливу швидкості руху котка-подрібнювача на якість подрібнення рослинних решток кукурудзи.....	10
3. Бондаренко А.І. Обробка та аналіз результатів експериментальних досліджень гідрооб'ємно-механічних трансмісій.....	18
4. Гевко Б.М., Крук В.В., Гудь В.З., Фурдей В.В., Яциків М.М., Клендій М.І. Визначення силових характеристик процесу вальцювання кульок направляючих.....	30
5. Гунько Ю.Л., Пасаман Б.Ф., Пасаман О.Б. Удосконалення конструкції роторного картоплекопача.....	36
6. Гусева Т.А., Дударев І.М. Дослідження процесу сепарації паливних гранул на спіральному сепараторі.....	42
7. Дацюк Л.М., Вржещ М.В. Юхимчук С.Ф., Т.Л. Дацюк. Аналіз компонування колісних лісових харвестерів.....	47
8. Дударев І.М. Визначення енергетичних параметрів сепаратора льяного вороху.....	55
9. Дьяконов В.К. Сирко З.С. Влияние жесткости фланцев на поперечные колебания дисковой пилы.....	65
10. Кожушко А.П. Особливості роботи колісних тракторів з гідрооб'ємно-механічними трансмісіями.....	70
11. Козелко Ю.І., Усенко М.В. Аналіз показників відхилення від заданої ширини міжрядь картоплевисаджувальних машин.....	82
12. Костюник Р.Е. Трибологические исследования адгезионного изнашивания на машине трения АСК-01.....	88
13. Кісільов Р.В., Лузан П.Г., Шепілова Т.П., Мачок Ю.В. Математична модель динамічної системи силової взаємодії лопатей змішувача з монолітом суміші.....	95
14. Миневич И.Э., Осипова Л.Л., Зубцов В.А. Оценка соусов с льняной мукой профильным методом сенсорного анализа.....	101
15. Налобіна О.О., А.В. Шимко. Аналіз розвитку галузі картоплярства та огляд картоплезбиральної техніки.....	106
16. Паладійчук Ю.Б., Тарасюк Ю.М., Гудь В.З., Шуст І.М., Кирик О.М. Технологічні передумови проектування гвинтових завантажувачів сипких матеріалів.....	114

17. Паливода Ю.С., Левкович М.Г., Гудь В.З., Гупка А.Б. Методи підвищення експлуатаційної надійності і довговічності дисків бурякозбиральних машин.....	121
18. Панасюк С.Г., Дудко І.В. Руйнування адгезійного з'єднання забруднень із поверхнею бульб картоплі.....	128
19. Пономаренко Н.О. Програма, методика та результати польових експериментальних досліджень відцентрових розкидачів мінеральних добрив.....	134
20. Попович П.В., Цьонь О.П., Попович Т.Л. Ресурс роботи несучих систем причепів з урахуванням впливу експлуатаційних середовищ.....	144
21. Федорусь Ю.В. Енергія проростання та схожість насіння льону-довгунця після обробки плющильно-обчисувальним апаратом....	152
22. Усенко М.В., Оніщук В.В. Дослідження роботи гнучкої борони з регульованими зубами.....	157
23. Хлопецький Р.А. Математичне моделювання руху матеріальної точки по поверхні спіралі Архімеда.....	163
24. Цизь І.Є., Сичук В.М., Башук Ю.В. Дослідження впливу на продуктивність цукрового буряка глибокого розпушування ґрунту міжрядь.....	170
25. Шевчук В.В. Динамічна модель взаємодії вальцьового робочого органа з насінням олійних культур.....	174
26. Шимчук О.П. Обґрунтування засобів для добування частково зневодненого озерного сапропелю та шляхи його використання	182
27. Шимчук С.П., Зайчук Н.П., Шимчук Ю.П. Прилад тертя для трибологічних досліджень пально-мастильних матеріалів.....	188
Анотації.....	194

**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 невирішених 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; брошування – 1 см; від краю до колонтитула верхнього – 1,25 см, до нижнього – 1,25 см.
2. Шапка статті містить: шифр УДК, ініціали та прізвище автора (–ів), науковий ступінь. Шифр УДК, прізвище, назва, текст статті розділені 1 інтервалом.

Назва статті повинна бути достатньо короткою (не більше 8 слів). Упродовж всієї статті необхідно строго дотримуватися однакових термінів, позначень, умовних скорочень та символів. Маловідомі скорочення розшифровуються при першому згадуванні. Наукові позначення, терміни та одиниці виміру застосовують згідно з діючими стандартами. Текст статті повинен містити необхідні формули без простих математичних перетворень. Якщо за результатами досліджень отримано таблицю і побудовано графік, то в статті наводять щось одне – або графік, або таблицю. Посилання в тексті на джерела слід зазначати порядковим номером за переліком

- посилань, виділеним двома квадратними дужками. Забезпечити нерозривність виразів типу „258 мм”, „І.П. Прізвище” та ін.
3. Шрифт заголовка статті **ARIAL із напівжирним виділенням**.
 4. На початку статті наводять *анотацію*, яка містить короткий виклад змісту (2–3 речення курсивом).
 5. Набір тексту здійснюється у редакторі не нижче **MS WORD 6.0/7.0**. Для основного тексту необхідно використовувати шрифт **Times New Roman**. Розмір шрифту – 10 пунктів з одинарним інтервалом міжрядь. Абзацний відступ 1,27 см. У параметрах абзацу встановлюють „перед” і „після” на величину 0.
 6. Літературу наводять у кінці статті згідно з вимогами державного стандарту (**ДСТУ ГОСТ 7.1:2006**) через один інтервал від останнього рядка. Літературні джерела розміщуються у порядку посилання на них у тексті статті. Обсяг літератури не повинен перевищувати 0,2 обсягу статті.
 7. Після літератури наводиться назва статті, автори та анотація російською та англійською мовами. Анотація англійською мовою подається у розширеному форматі та повинна містити не менша 200 слів, об’єднаних у 10–15 речень.
 8. Структурні частини статті *обов’язково* виділяються **підзаголовками** відповідно до вказаного вище плану статті.
 9. Нумерація сторінок – лише на роздрукованій копії олівцем.
 10. Роздрукований оригінал закінчується підписом автора.

ФОРМУЛИ

1. Формули будують у редакторах: **MS Equation, Math Type**. Для набирання формул застосовувати шрифти: **Times New Roman, Symbol (курсив)**. Основний розмір шрифту формул – 10 пунктів. Формули вирівнюють по центру. Надто довгі формули розбивають на дрібні елементи. Формула не повинна займати більше 5/6 ширини рядка.
2. Після формули наводять пояснення усіх значень символів і числових коефіцієнтів у тій послідовності, у якій вони подані у формулі. Перший рядок пояснення починають без абзацного відступу зі слова „де”, без двокрапки. Нумерувати слід лише ті формули, на які є посилання у наступному тексті. Інші нумерувати не рекомендується. Нумери позначають арабськими цифрами в круглих дужках біля правого краю 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 передає формулі.

ГРАФІЧНИЙ МАТЕРІАЛ

1. Рисунки, графіки, діаграми, фотографії та ін. розташовуються у тексті статті (після першого згадування). 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, тире, 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 заміняють „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.

Офіційний сайт видання: agrmash.info

Адреса редакції: 43018 м. Луцьк, вул. Львівська, 75, каб. 359.

Тел. (0332) 74–61–32.

E–mail: lab–amb@ukr.net

Наукове видання

СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Збірник наукових статей
Випуск 31, 2015

**Збірник входить до „Переліку наукових фахових видань
України...”. Галузь наук – технічні
(Постанова президії ВАК України від 10.02.2010 р. № 1–05/1)**

Відповідальний за випуск: І.Є. Цизь.
Комп'ютерна верстка: І.Є. Цизь.

Підписано до друку 31.03.2015 р., Формат 60×84/16.
Ум. друк. арк. 13,75. Наклад 100. Безкоштовно. Зам. 61

Редакційно-видавничий відділ Луцького НТУ
43018 м. Луцьк, вул. Львівська, 75

Реєстраційне свідоцтво
Міністерства юстиції України КВ №15902–4374 ПР