

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ,
МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ

ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ
МАШИНИ**

ЗБІРНИК НАУКОВИХ СТАТЕЙ

Випуск 23

Редакційно-видавничий відділ Луцького НТУ

Луцьк 2012

УДК 631.3.001

Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 23. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2012. – 206 с.

Рекомендовано до друку Вченою радою Луцького національного технічного університету, протокол № 6 від 27.12.2012 р.

У даний збірник включено статті, які висвітлюють питання конструювання та використання сільськогосподарської техніки. Наведено дослідження машин і процесів збирання та первинної переробки льону, гвинтових конвеєрів та змішувачів, використання сапропелю, сушіння сільськогосподарських матеріалів. Розглянуто і багато інших питань.

Збірник розрахований на наукових працівників.

В настоящий сборник включены статьи, которые освещают вопросы конструирования и использования сельскохозяйственной техники. Приведены исследования машин и процессов уборки и первичной переработки льна, винтовых конвейеров и смесителей, использования сапропеля, сушки сельскохозяйственных материалов. Рассмотрены и многие другие вопросы.

Сборник рассчитан на научных работников.

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

© Луцький національний технічний університет, 2012
(Свідоцтво про держреєстрацію КВ №15902–4374 ПР
від 13.11.2009 р.)

УДК 631.358

© В.І. Василюк, к.т.н.

ВП НУБ і П України „Ніжинський агротехнічний інститут”;

З.О. Хопта

Луцький національний технічний університет

АНАЛІЗ РОБОТИ ПЕРЕХРЕСНОЇ ПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ ОБЕРТАЧА ЛЬОНУ

*В статті наводиться аналіз роботи перехресної передачі
обертача льону*

**ПАСОВА ПЕРЕДАЧА, ОБЕРТАЧ, ЛЬОН, ШКІВ ВЕДУЧИЙ,
НЕСКІНЧНИЙ ПАС, ГВИНТОВА ЛІНІЯ.**

Постановка проблеми: Обертачі льону з перехресними пасами широко використовуються в сільському господарстві, однак багато питань, які відносяться до роботи цих машин, досліджені не достатньо [1, 2, 3, 4].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. За даною темою опубліковано багато робіт [1, 2, 3 4], але недостатньо опрацьоване питання про спільну роботу гілок пасової передачі.

Мета дослідження. Визначити закономірності при роботі перехресної пасової передачі.

Результати дослідження. Схема перехресної передачі представлена на рис. Вона складається з ведучого шківів 1, веденого шківів 2 і кіснечного пасу 3 з пальцями (голками), необхідними для транспортування стебел; пас 3 містить ведучу вітку 3' і ведену вітку 3''. Вздовж каналу нескінченного пасу встановлені нерухомі зігнуті за гвинтовою лінією направляючі притискаючі прутки, що притискають стебла до цього пасу. На схемі показано лише початкову $A'B'$ і кінцеву $E'D'$ ділянки даних прутків. При цьому стебла повертаються на кут 180° проти годинникової стрілки, якщо дивитись на них зі сторони шківів 2. На ділянці $E'D'$ стебла спускаються на землю в перевернутому стані.

Як видно з рис., чим довша відстань $B'D'$, тим більший шлях проходять стебла у вільному стані, коли між пасом і направляючими прутками затиснута тільки середина кожного стебла, яка складає 5-10 % довжини стебла. Це означає, що 90 % кожного стебла

рухаються у вільному просторі (в повітрі) і підсушуються. Таким чином, чим довший шлях $B'D'$ кожного стебла при обертанні і час його перебування в повітрі, тим краще розпушується стрічка стебел.

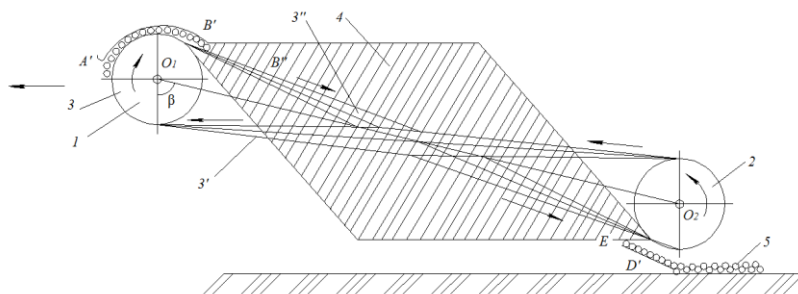


Рис. – Схема до аналізу роботи перехресної пасової передачі: 1 – ведучий шків; 2 – ведений шків; 3 – перехресний пас; 3' – ведуча вітка перехресного паса; 3'' – ведена вітка перехресного паса; 4 – стеблова стрічка в процесі обертання; 5 – опущена та обернена стеблова стрічка

Позначимо кількість стебел, лежачих на землі на 1 пог. м довжини поля, через $i_{\Gamma 1}$, вимірюється в шт/м (або 1/м), а кількість стебел на 1 пог. м довжини вітки транспортера позначимо через $i_{\Gamma \Delta}$, вимірюється це $i_{\Gamma \Delta}$ також в шт/м (або 1/м). За 1 секунду машина (розпушувач) піднімає з землі $v_{\Gamma} i_{\Gamma \Delta}$ стебел, де v_{Γ} - це швидкість руху машини, м/с. За цю ж секунду пас транспортера перемістить $v_{\Delta \Delta} i_{\Gamma \Delta}$ стебел по його довжині, де $v_{\Delta \Delta}$ - швидкість перехресного паса. Зважаючи на те, що кількість стебел $v_{\Gamma} i_{\Gamma 1}$ і $v_{\Delta \Delta} i_{\Gamma \Delta}$ перемішалася за одини і той же час, то їх можна прирівняти. Тоді

$$v_{\Gamma} i_{\Gamma 1} = v_{\Delta \Delta} i_{\Gamma \Delta} \quad (1)$$

звідси

$$i_{\Gamma \Delta} = i_{\Gamma 1} \frac{v_{\Gamma}}{v_{\Delta \Delta}} \quad (2)$$

Із отриманого рівняння видно, що кількість стебел на 1 пог. м довжини транспортера тим менше, ніж швидкість v_{Γ} і чим більша швидкість $v_{\Delta \Delta}$ (тобто чим тонший шар стебел на транспортері). А нам це і потрібно, так як при тонкому шарі стебел на транспортері стебла ці будуть швидше провітрюватись і підсушуватись. З врахуванням того,

що $v_{\partial\partial} = \frac{L_{\partial}}{t_{B'D'}}$, де L_{∂} – довжина вітки (шляху) $B'D'$ транспортера, а $t_{B'D'}$ – час проходження стеблом шляху L_{∂} , маємо:

$$i_{i\partial} = i_{fi} t_{B'D'} \frac{v_i}{L_{\partial}}. \quad (3)$$

Дане рівняння показує, що чим більша довжина L_{∂} , тим тонший шар стебел в транспортері, завдяки чому шар цей буде краще провітрюватись і підсушуватись. В той же час надто збільшувати шлях L_{∂} і продовжувати машину не можна, так як ускладнюється маневреність агрегата.

Кут β , що характеризує відхилення від вертикалі лінії O_1O_2 , яка з'єднує центри O_1 ведучого шківів і O_2 веденого шківів транспортера, знаходиться із рівності:

$$\cos \beta = \frac{h_{O_1} - h_{O_2}}{L_{O_1O_2}}, \quad (4)$$

де h_{O_1} – висота центра O_1 ведучого шківів над землею, h_{O_2} – висота центра O_2 веденого шківів над землею, $L_{O_1O_2}$ – відстань від центра O_1 ведучого шківів до центра O_2 веденого шківів; ця відстань дещо більша відстані L_{∂} .

Загальна кількість n_c стебел в рівчаку пасової передачі при її заповненні стеблами в один ряд і однаковим їх діаметром d_c рівна:

$$n_c = \frac{L_{O_1O_2}}{d_c}. \quad (5)$$

Ця формула наближена через те, що відстань O_1O_2 не зовсім точно характеризує відстань $B'D'$ в пасовій передачі. В формулі (5) замість $L_{O_1O_2}$ можна підставити $L_{B'D'}$ (рис.). Але формула (5) всерівно не буде абсолютно точною, так як діаметри стебел завжди коливаються в певних межах.

Така взаємодія пасу, обладнаного голками, і направляючими прутками зі стеблами. За даним принципом працює перехресна передача розпушувача. В цій передачі пас, повертаючись, постійно міняє своє положення в просторі; при такій зміні його положення міняється і положення стебел, які повертаються на весь збільшуваний кут до кута 180° .



Висновки. Чим довша робоча гілка $B'D'$ перехресного пасу, тим тонший шар стебел на стрічці транспортера і швидше провітрюються і підсушуються стебла. Стебла підсушуються швидше також при зменшенні швидкості руху машини.

Література

1. Лыноуборочные машины / Г. А. Хайлис, Н. Н. Быков, В.Н. Бухаркин и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.
2. Быков Н. Н. , Луценко В. М., Смирнов В. И. Справочник механизатора-лыновода. М.: Россельхозиздат, 1981. – 238 с.
3. Карпенко А. Н., Халанский В. М. Сельскохозяйственные машины. - М.: Агропромиздат, 1989. – 528 с.
4. Хайлис Г. А, Теория лыноуборочных машин. М.: ФГБНУ «Росинформагротех», 2011. – 322 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК631.356.2

© Р.Б. Гевко, д.т.н., проф.; В.О. Дзюра, к.т.н., доц.; Р.М. Романовський Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСУ ТРАНСПОРТУВАННЯ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ ПНЕВМОМЕХАНІЧНИМИ КОНВЕЄРАМИ

Розроблено і виготовлено стенд для дослідження зміни характеристик сипких матеріалів при транспортуванні в пневмотранспортерах. Визначено зусилля транспортування порції сипкого матеріалу в залежності від ступеня його розрідження і тиску повітря в пневмокамері розробленої установки. Встановлено оптимальні режими роботи пневматичних конвеєрів періодичної дії.

Постановка проблеми. Визначення оптимальних режимів роботи нової техніки вимагає значних затрат матеріальних ресурсів і часу. Тому одним з основних шляхів прискорення та здешевлення досліджень є робота з моделями та стендами, які моделюють реальні умови роботи досліджуваних вузлів та їхню взаємодію з іншими елементами досліджуваної системи.

Провести визначення оптимальних режимів роботи пневмомеханічних транспортерів сипких матеріалів періодичної дії досить

важко через необхідність залучення обладнання великої потужності, зокрема компресорів, які могли б транспортувати сипкий матеріал певної маси. Натомість робота з стендом є простою, оскільки він досить точно моделює взаємодію сипкого матеріалу з поверхнею транспортера. При цьому використовується обладнання малої потужності, а сам стенд пристосований до заміру необхідних силових параметрів процесу транспортування.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Визначенням характеристик тертя сільськогосподарських матеріалів по різних поверхнях присвячені праці С.С. Яцуна та О.М. Царенка [1]. В своїх дослідженнях вони аналізували основні властивості сільськогосподарських матеріалів та режими транспортування, однак вони не враховували вплив повітря на зміну коефіцієнтів тертя.

У роботах В. Я. Борщева [2] спроектовано і проаналізовано значну кількість обладнання для транспортування, змішування і обробки сипких матеріалів, загальні принципи процесів обробки сипких матеріалів. Приведені розрахунки основних характеристик обладнання, наведено параметри по яких вибирається устаткування.

Мета дослідження. Метою роботи є визначення оптимальних режимів транспортування сипких матеріалів в залежності від ступеня завантаження робочої камери і тиску поданого повітря.

Робота виконувалась в рамках пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки «Новітні та ресурсозберігаючі технології в промисловості, енергетиці та агропромисловому комплексі» на 2006-2011 роки.

Результати дослідження. Оскільки одним з основних показників, що характеризує енергосилові параметри процесу транспортування є зусилля, яке необхідно прикласти, щоб почати здійснювати процес транспортування сипкого матеріалу, тобто подолати сили тертя між матеріалом і поверхнею транспортера.

Знаючи значення цієї сили при різних значеннях параметрів, які можна змінювати в певному діапазоні значень, можна визначити оптимальні режими транспортування сипких матеріалів.

Для цього нами було спроектовано і виготовлено стенд для дослідження силових параметрів процесу транспортування сипких матеріалів (рис. 1), який виконано у вигляді рами 1, до якої жорстко закріплено вертикальні стійки 2, до яких жорстко закріплено циліндричну трубу 3.

В циліндричній трубі розміщено циліндричний поршень 4, в якому виконано центральний циліндричний отвір 5 і три отвори 6 меншого діаметра по його периферії. В отвори меншого діаметра 6

встановлено штуцери 7 на які натягнуто шланги 8 для подачі повітря. Шланги з'єднані з краном 9 і далі з джерелом стиснутого повітря 10.

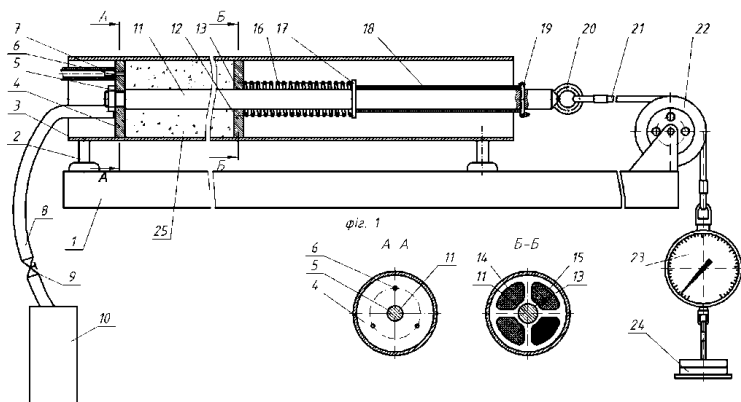


Рис. 1 - Стенд для дослідження силових параметрів процесу транспортування сипких матеріалів

В центральній циліндричній отвір 5 поршня 4 перпендикулярно до осі отвору жорстко встановлено шток 11 на який надіто циліндричний диск 12 з центральним циліндричним отвором 13. Циліндричний диск 12 містить по периферії вікна 14 довільної форми (наприклад чотири), які закриті сіткою 15 для запобігання проходження сипкого матеріалу. З лівої сторони циліндричний диск 12 підтиснутий пружиною стиснення 16, яка впирається в упор 17. З іншої сторони упор 17 підтиснутий дистанційною циліндричною втулкою 18 у вигляді труби з внутрішнім діаметром більшим діаметра штока. Дистанційна втулка закріплена шпилькою 19. На кінці штока встановлено рим-болт 20, до якого через канат 21 і нерухомий блок 22

закріплено динамометр 23 для заміру силових параметрів процесу переміщення сипкого вантажу. До динамометра з іншої сторони прикріплено вантажі 24, які визначають зусилля при якому система набуде рівноважного стану.

Робота стенда для дослідження силових параметрів процесу транспортування сипких матеріалів здійснюється наступним чином. В порожнину між поршнем 4 та циліндричним диском 10 встановлено сипкий матеріал 25, властивості його досліджуються. Причому порожнину заповнюють в залежності від умов проведення досліду. Краном 9 вмикають подачу стиснутого повітря з джерела стиснутого повітря 10 і починають накладати вантажі 24 для визначення зусилля, яке приведе поршень в рух.

Провівши серію експериментальних досліджень, яка складалася із 46 дослідів ми одержали середні значення досліджуваних параметрів, які наведені в таблицях 1 та 2.

Таблиця 1 – Значення зусилля транспортування сипких матеріалів в залежності від величини заповнення робочої камери і режиму роботи стенда

Завантаження		Використання пневмоприводу	Зерно		Висівки		Тирса	
			П	Ч	П	Ч	П	Ч
Об'єм камери	$4,22 \times 10^{-4} \text{м}^3$	без повітря	8,4	3,5	7,3	2,5	5	1,5
		з повітрям	7,3	2,5	6,4	2	2,5	0,53
	$8,44 \times 10^{-4} \text{м}^3$	без повітря	12,1	4,6	11,3	3,4	8,7	2,0
		з повітрям	10,1	3,3	9,6	2,6	4,02	0,7

П – повне завантаження камери; Ч – часткове завантаження камери.

Таблиця 2 – Залежності зусилля переміщення вантажу від тиску повітря в транспортному рукаві

Тиск повітря, МПа	Зусилля переміщення, Н		
	Пшениця	Тирса	Висівки
0,4	4	5	4
0,5	3,5	4	3,5
0,6	3	3,5	3
0,7	3 – 2,5	2,5	2,5

0,8	3 – 2,5	2,5	2,5 – 2
-----	---------	-----	---------

При проведенні експериментальних досліджень були зроблені наступні скорочення: часткове завантаження – 70%-75% об'єму робочої камери; повне завантаження – 100% об'єму робочої камери з частковим ущільненням транспортного матеріалу. Подані в таблиці значення зусилля транспортування сипких матеріалів враховують тертя поршня об стінки труби, яке становить при пустій робочій камері 2,5 Н.

Дослідження проводили для двох об'ємів завантаження камери – $4,22 \times 10^{-4} \text{ м}^3$ і $8,44 \times 10^{-4} \text{ м}^3$. Тиск повітря 0,6-0,8 МПа.

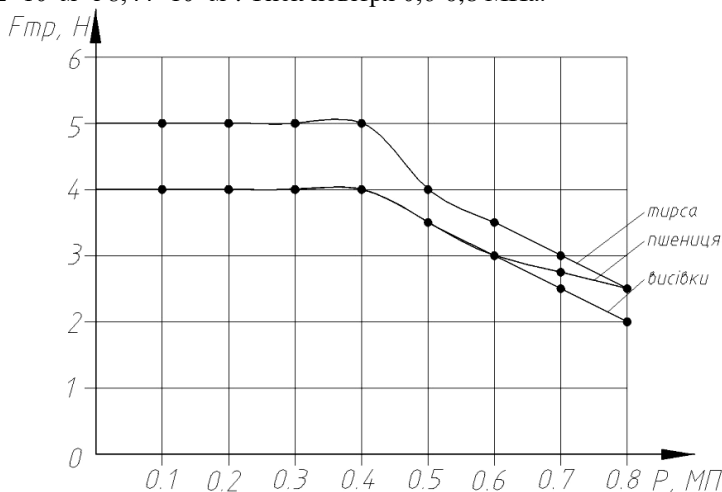


Рис.2 - Зміна зусилля переміщення сипкого матеріалу залежно від тиску повітря.

Таблиця 3 – Залежності зусилля переміщення від об'єму переміщуваного сипкого матеріалу

Об'єм матеріалу, м^3		Зусилля переміщення, Н					
		Пшениця		Тирса		Висівки	
		без повітря	з повітрям	без повітря	з повітрям	без повітря	з повітрям
V	$4.22 \cdot 10^{-4}$	4 – 3,5	3 – 2,5	5	2,5	3,5 – 3	2,5 – 2
V ₁	$6.22 \cdot 10^{-4}$	40	38	11	6	7	6
V ₂	$8.22 \cdot 10^{-4}$	70	70	24	17	20	17
V ₃	$10.22 \cdot 10^{-4}$	-	-	42	41	34	33
V ₄	$12.22 \cdot 10^{-4}$	-	-	65	65	50	50

$V - 100\%$ об'єму пневмокамери.

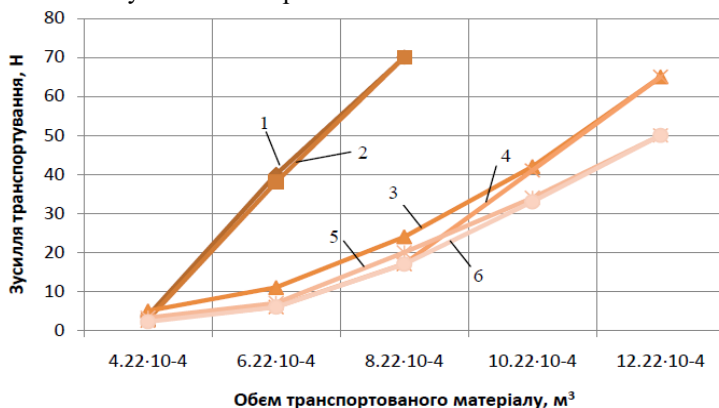


Рис. 3 - Зміна зусилля переміщення сипкого матеріалу залежно від його об'єму для сипких матеріалів: 1 – пшениця без використання повітряного підживлення; 2 – пшениця з використанням повітряного підживлення; 3 – тирса без використання повітряного підживлення; 4 – тирса з використанням повітряного підживлення; 5 – висівки без використання повітряного підживлення; 6 – висівки з використанням повітряного підживлення

Висновки:

1. Зусилля транспортування сипких матеріалів зменшується практично прямо пропорційно тиску повітря в пневмосистемі.

2. При транспортуванні сипких матеріалів з врахуванням продуктивності транспортера об'єм робочої камери доцільно завантажувати на 100 відсотків. Недовантаження робочої камери призведе до втрати продуктивності а перевантаження – до збільшення зусилля транспортування, або значного його зростання і утворення ущільнень транспортного матеріалу.

3. Оптимальним для транспортування тирси, висівок зернових та зерна є тиск в транспортному рукаві від 4 до 7 бар. Збільшення тиску не приводить до зменшення зусилля транспортування, а його зменшення – менше 4 бар також на нього не впливає. Для транспортування висівок і тирси оптимальним є тиск 7-8 бар – показник при якому значенні зусилля транспортування – мінімальне.

Література

1. Пневмотранспортное оборудование: Справочник / М.П. Калинушкин, М.А. Коппель, В.С. Серяков, М.М. Шапунов. Под общ. ред. М.П. Калинушкина. – Л.: Машиностроение, 1986. – 286 с.

2. Пневматические устройства и системы в машиностроении: Справочник / Е.В. Герц, А.И. Кудрявцев, О.В. Ложкин и др. Под общ. ред. Е.В. Герц – М.: Машиностроение, 1981. – 408 с.

УДК 631.35: 633.521

© О.П. Герасимчук, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ФОРМИ БІЧНИХ ПРУТКІВ ПОДІЛЬНИКА

В статті наведені результати експериментальних досліджень взаємодії подільників криволінійної форми бічних прутків зі стеблами льону.

ЛЬОНОБРАЛКА, ПОДІЛЬНИК, ПРУТОК, РОЗТЯГНУТІСТЬ, СТЕБЛОСТІЙ.

Постановка проблеми. Однією з операцій технологічного процесу брання льону-довгунця є розділення стеблостою, нахил стебел та їх підведення до бральних рівчаків. Ця операція виконується робочими органами льонобральних машин – подільниками та, в значній мірі, формує такий якісний показник як розтягнутість стебел льону, що особливо важливо для отримання довгого льоноволокна. Тому пошук раціональних геометричних параметрів цього робочого органу льонозбиральних машин – актуальна науково-практична задача.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Процес взаємодії стебел льону з подільниками льонозбиральних машин досліджували Г.А.Хайліс [1], М.М. Ковальов [2], О.О.Налобіна [3] та ін. Зокрема, Налобіна О.О. дослідила процес взаємодії прутків подільників з групою стебел та визначила вплив параметрів подільників і густоти стеблостою льону на показник якості збиральних робіт – розтягнутість. Проте дані дослідження проводились для подільників з прямолінійною робочою кромкою.

У роботі [4] нами було встановлено аналітичну залежність розтягнутості стебел льону, що формується на стадії їхнього підведення до бральних рівчаків, від параметрів подільника з бічними прутками криволінійної форми. Аналіз теоретичної залежності дозволив зробити висновок про зменшення розтягнутості стебел льону за застосування подільника з вгнутою формою бічного прутка. Наступним етапом є експериментальні дослідження.

Мета дослідження. Мета роботи – експериментальним шляхом виявити закономірності впливу форми робочих прутків подільників на розтягнутість стеблостою льону.

Результати дослідження. Для усунення впливу інших робочих органів льонобралки на показник розтягнутості та виявлення абсолютної розтягнутості стебел льону, що формується лише в результаті його взаємодії з подільником, було розроблено лабораторну установку (рис. 1). Установка складається: з ґрунтового каналу зі стеблами льону; труби з пазом, у якому рухаються ролики; подільника, який кріпиться до труби; блоку для намотування гнучкої нитки, електродвигуна, і напрямної, по якій рухається повзун, зв'язаний з одного боку з блоком, а з іншого – з носиком подільника.



Рис. 1 - Фото лабораторної установки

На лабораторну установку почергово встановлювали подільники з опуклою, прямолінійною та вгнутою формою бічних прутків (рис. 2).



Рис. 2 – Подільники з формою бічного прутка: 1 – опуклою; 2 – прямолінійною; 3 – вгнутою

Подільник кріпили до тросів, закріплених на роликах, що рухаються в напрямних труби. За допомогою гнучкої нитки, приєднаної до носика через повзун та блок, подільник приводився в рух електродвигуном. На робочі прутки подільника перед дослідом наносилась червона фарба, яка залишала сліди на стеблах під час проходження через них подільника. Досліди повторювались п'ятикратно з подільниками різної конфігурації бічного прутка. У кожному досліді за допомогою штангенциркуля і вертикального відвісу вимірювалась відстань від сліду, залишеного на стеблах подільниками, до ґрунту та визначилась абсолютну розтягнутість (рис. 3).

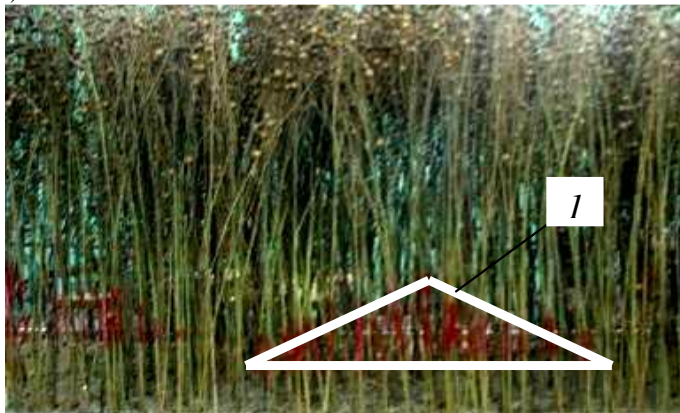


Рис. 3 – Визначення абсолютної розтягнутості: 1 – відбиток фарби на стеблах

Висота встановлення носика подільника h над поверхнею ґрунту приймали згідно [3] $h_{max} \leq (1/3)l_{CT}$, де l_{CT} – середня довжина стебел. Використовували стебла льону із середньою висотою стебел 836 мм, тому висота встановлення носика подільника в дослідях приймалась 100, 180, і 250 мм. Результати дослідів подано в табл. 1.

Для оцінки кожної серії дослідів визначали коефіцієнт варіації за формулою:

$$v = \frac{S_c}{x_{сep}} \cdot 100\%, \quad (1)$$

де S_c – середнє квадратичне відхилення; $x_{сep}$ – середня статистична величина.

Таблиця 1 - Результати визначення абсолютної розтягнутості стебел льону

Тип прутка	Висота встановлення носика подільника, мм	Відстань від ґрунту до точки дотику стебла з прутком, мм		Абсолютна розтягнутість, мм
		Стебло центральне	Стебло крайнє	
Прямий	100	101,6	136,6	35,8
	180	186,0	213,4	27,4
	250	250,0	271,0	21,0
Опуклий	100	102,0	147,8	45,8
	180	185,5	228,5	43,0
	250	260,8	296,2	35,4
Вгнутий	100	100,6	124,4	23,8
	180	180,6	201,8	21,2
	250	250,2	268,2	18

Результати розрахунків (табл. 2) коефіцієнта варіації свідчать про достатню точність виконання експерименту [5].

Висновок. Результати дослідів підтвердили теоретично обґрунтоване [4] положення щодо доцільності використання криволінійних подільників з бічними прутками вгнутої форми, що зменшує абсолютну розтягнутості льону, в середньому, на 8,6 % порівняно з прямолінійними подільниками.

Таблиця 2. Результати розрахунку коефіцієнта варіації

Тип прутка	Висота встановлення носика подільника, мм	Абсолютна розтягнутість, мм	Середнє квадратичне відхилення, мм	Коефіцієнт варіації, ν
Прямий	100	35,8	1,10	0,031
	180	27,4	1,20	0,043
	250	20,4	1,30	0,063
Опуклий	100	45,8	1,0	0,022
	180	43	1,22	0,028
	250	35,4	0,89	0,025
Вгнутий	100	23,8	0,40	0,017
	180	21,2	0,83	0,039
	250	18	0,70	0,039

Література

1. Хайліс Г.А. Теория льнотеребильных аппаратов с поперечными ручьями / Г.А. Хайліс, М.М. Ковалев. – К.: УААН, 1999. – 90 с.
2. Налобіна О.О. Льнозбиральні комбайни (основи теорії і розрахунку механізмів та питання експлуатації) / Олена Олександрівна Налобіна. – Луцьк, РВВ ЛДТУ, 2006. – 208 с.
3. Налобіна О. О. Механіко-технологічні основи взаємодії робочих органів льнозбирального комбайна з рослинним матеріалом: дис. ... доктора техн. наук: 05.05.11 / Налобіна Олена Олександрівна. – К., 2008. – 341 с.
4. Герасимчук О.П. Дослідження процесу взаємодії подільників з криволінійною робочою кромкою зі стеблами льону / О.П.Герасимчук // Наукові нотатки. – 2010. – №28. – С.119–124.
5. Хайліс Г.А. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин / Г.А. Хайліс, Д.М. Коновалюк. – К.: НМК ВО, 1992. – 320 с.

Рецензент д.т.н., проф. О.О. Налобіна

УДК 621.825

© С.М. Герук, к.т.н.

ННЦ Інститут механізації та електрифікації сільського господарства;

А.Є. Дячун, к.т.н.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя;

Р.С. Грудовий

Житомирський національний агроєкологічний університет

СИНТЕЗ ЕНЕРГООЩАДНИХ ТРАНСПОРТНО - ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ З ГВИНТОВИМИ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ

Приведено методику генерування конструкції енергоощадних транспортно-технологічних систем з гвинтовими робочими органами синтезом ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу. Розроблена модель механічної системи "гвинтовий транспортер" з групуванням конструктивних елементів за ієрархічними групами і віднесенням до першої групи механізми транспортування вантажу, гвинтові робочі органи та механізми передачі крутного моменту. Запропоновано спосіб структуризації конструкції енергоощадних транспортно-технологічних систем з гвинтовими робочими органами і методику їх вдосконалення на основі дослідження властивостей елементів їх структури відповідно до теорії синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу.

ГВИНТОВІ РОБОЧІ ОРГАНИ, ТРАНСПОРТУВАННЯ, ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНА СИСТЕМА, СИНТЕЗ.

Умовні позначення: n – характеристика; K_j – число альтернатив характеристики; z – ієрархічний рівень; l – кількість ієрархічних рівнів; K_i – альтернатива конструктивного елементу певного ієрархічного рівня; m – кількість альтернатив конструктивного елементу певного ієрархічного рівня.

Постановка проблеми. Однією із передумов високої конкурентної здатності підприємств є подальше вдосконалення конструктивних параметрів продукції, яка виготовляється, що сприяє зростанню продуктивності, підвищенню ефективності, покращенню якості продукції та вимагає принципово нових підходів для створення і використання високоефективних ресурсощадних технічних систем.

Гвинтові конвеєри застосовуються у різних галузях народного господарства, зокрема в сільському господарстві для транспортування, змішування, подрібнення, сортування та виконання інших операцій.

Важливим питанням проектування гвинтових конвеєрів є розширення їх технологічних можливостей, удосконалення їх конструкції і розроблення методики їх розрахунку.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Основи конструювання, проектування та дослідження гвинтових конвеєрів заклали такі вчені як А. Віденбаум, Р. Мор, М. Данквертс, Д. Лейсі, Ю.І. Марков, А.М. Ластовцев, Г. Шенкель, В. Штербачек, Г.Г. Кошелєв, Р.В. Торнер, М.В. Тебін, Д. Мак-Кельві, Р.М. Рогатинський, Б.М. Гевко та інші [1, 2]. Проте розробка кожної окремої модифікації гвинтового конвеєра має свою специфіку особливо при наданні їм можливостей виконання додаткових операцій, що зумовлює потребу в їх подальших дослідженнях і конструюванні.

Мета роботи. Тому метою даної роботи є синтез та представлення нових конструкцій енергоощадних транспортно-технологічних систем.

Результати дослідження. Важливим питанням проектування транспортно – технологічних систем з гвинтовими робочими органами є пошук їх удосконалених конструкцій для досягнення високих показників продуктивності і якості транспортних операцій.

Одним із шляхів вирішення завдання створення нових конструкцій транспортно-технологічних систем є втілення прогресивних методів пошуку нових технічних рішень на ранніх стадіях конструкторської підготовки виробництва. Цього можна досягти при використанні морфологічного аналізу, який на четвертому етапі передбачає синтез варіантів об'єкта, що на основі складеної морфологічної матриці дає можливість отримати певну кількість рішень [1]:

$$N = \prod_{j=1}^n K_j . \quad (1)$$

Проте кількість отриманих варіантів у результаті такого синтезу є дуже великою, що утруднює пошук найраціональніших рішень. Тому доцільно скористатись методом синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу. Цей метод базується на морфологічному аналізі [1], проте він передбачає поділ механічної системи на певну кількість ієрархічних рівнів (як правило 3) з віднесенням до кожного окремих конструктивних елементів системи. Даний метод передбачає розчленування загальної задачі на часткові та проведення пошуку раціонального рішення у часткових областях пошуку з подальшим їх компонуванням. Так до першого ієрархічного рівня слід віднести ті конструктивні елементи механічної систем, які безпосередньо впливають на якість і продуктивність виконання

технологічного процесу (елементи першого порядку). До другого ієрархічного рівня слід віднести конструктивні елементи, що допомагають реалізовувати функції відповідної механічної системи і мають опосередкований вплив на виконання технологічного процесу (елементи другого порядку). До третього ієрархічного рівня слід віднести конструктивні елементи, які є необхідні для роботи механічної системи, але не мають впливу на реалізацію технологічного процесу (елементи третього порядку). Ці конструктивні елементи, при компонованні механічної системи, слід вибирати в першу чергу виходячи із економічної доцільності (їх ціни та вартості експлуатації). Генерування альтернатив пропонуваним вдосконаленим методом передбачає проведення генерації альтернатив на окремих ієрархічних рівнях, або й у межах окремих конструктивних елементів, починаючи з вищих рівнів. На наступному етапі до вибраних на цих рівнях конструктивних рішень проводиться добір можливих альтернативних варіантів конструктивних елементів з нижчих рівнів, що забезпечує отримання найбільш раціональних конструктивних рішень при значно менших витратах зусиль та часу, ніж при використанні повного морфологічного аналізу. При використанні запропонованого методу синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу кількість варіантів визначатиметься за формулою:

$$N_{\bar{A}} = \sum_{z=1}^l \prod_{i=1}^m K_i . \quad (2)$$

Розглянемо модель транспортно-технологічної системи з гвинтовим робочим органом, зображену на рис. 1. Згідно запропонованого групування до першої ієрархічної групи слід віднести такі конструктивні елементи: 1 – механізм транспортування вантажу; 2 – гвинтовий робочий орган; 3 – механізм передачі крутного моменту; до другої ієрархічної групи: 4 – бункер; 5 – опорно-регулювальний механізм; до третьої ієрархічної групи: 6 – двигун-редуктор. Відповідно при кодуванні використаємо наступну схему кодів конструктивних елементів гвинтових транспортерів з використанням символу «i» (де «i» змінюється в межах від 1 до ∞): 1_i – механізми транспортування вантажу; 2_i – гвинтові робочі органи; 3_i – механізми передачі крутного моменту; 4_i – бункери; 5_i – опорно-регулювальні механізми; 6_i – двигун-редуктори. Якщо в конструкції міститься декілька ідентичних конструктивних елементів, то їх кількість доцільно записати відповідним степенем, наприклад: два гвинтових робочих органи – $(2_{12})^2$, а якщо міститься декілька різних конструктивних елементів одного виду, то їх доцільно записати наступним чином: два жолоби – $(1_7 \cup 1_9)$.

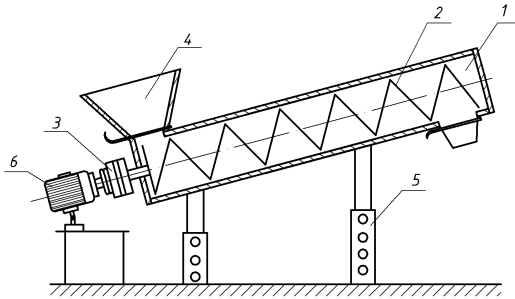


Рис. 1 - Модель транспортно-технологічної системи з гвинтовим робочим органом: 1 – жолоб; 2 – гвинтовий робочий рган; 3 – механізм передачі крутного моменту; 4 – бункер; 5 – опорно-регулювальний механізм; 6 – двигун-редуктор

В результаті генерування альтернатив конструкцій, на першому ієрархічному рівні одержано такі альтернативи (рис. 2):

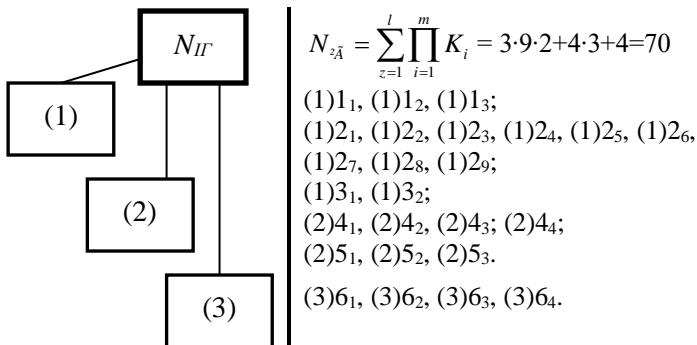


Рис. 2 - Модель механічної системи «Гвинтових змішувач»: (1) – перший ієрархічний рівень; (2) – другий ієрархічний рівень; (3) – третій ієрархічний рівень
 - для першого ієрархічного рівня: (1)₁ - (1)₃ (рис. 3); (1)₂ - (1)₂₉ (рис. 4); (1)₃ - (1)₃₄ (рис. 5);
 - для другого ієрархічного рівня: (2)₄ - (2)₄₄; (2)₅ - (2)₅₃;
 - для третього ієрархічного рівня: (3)₆ - (3)₆₄.

Приклади компоновок конструктивних елементів першого ієрархічного рівня представлені на рисунку 6.

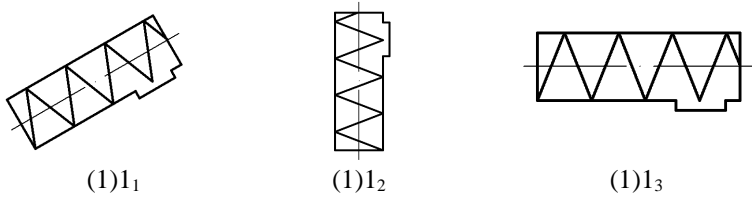


Рис. 3 - Варіанти розміщення механізмів транспортування вантажу:
 (1)1₁ – розміщення під змінним кутом від 10° до 80°; (1)1₂ – вертикальне розміщення; (1)1₃ – горизонтальне розміщення

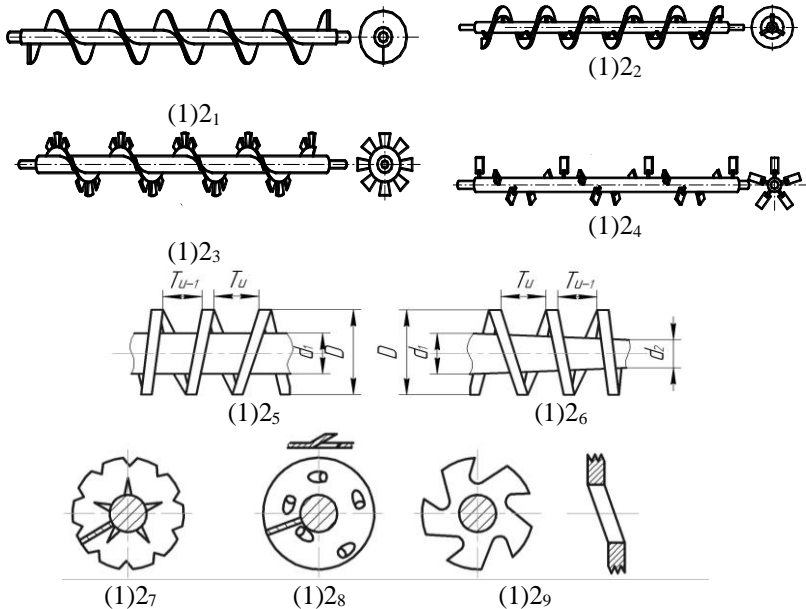


Рис. 4 - Варіанти конструкції гвинтових робочих органів (гвинта):
 (1)2₁ – суцільний гвинт; (1)2₂ – з радіальними перемичками; (1)2₃ – стрічковий; (1)2₄ – лопатевий; (1)2₅ – циліндричний зі змінним кроком; (1)2₆ – циліндричний з конічним валом і змінним кроком; (1)2₇ – профільний; (1)2₈ – гвинт з отворами; (1)2₉ – конічний

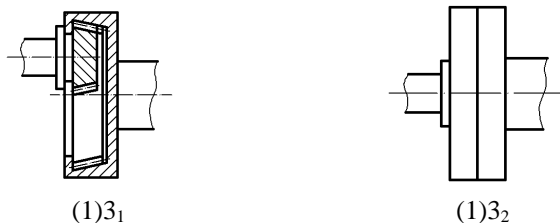


Рис. 5 – Варіанти конструкцій механізмів передачі крутного моменту: (1)3₁ – ексцентричне розміщення валів; (1)3₂ – прямолінійне розміщення валів

Якщо при синтезі альтернативних конструктивних варіантів ГЗ використовувати традиційний метод морфологічного аналізу, то кількість альтернатив становитиме: $N = \prod_{j=1}^n K_j = 2592$ варіанти, що майже у 37 разів більше, ніж при використанні запропонованого методу синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу: $N_{\text{зГ}} = \sum_{z=1}^l \prod_{i=1}^m K_i = 70$. Це вказує на доцільність використання запропонованого методу, що значно полегшує перебір альтернатив та пошук найкращих.

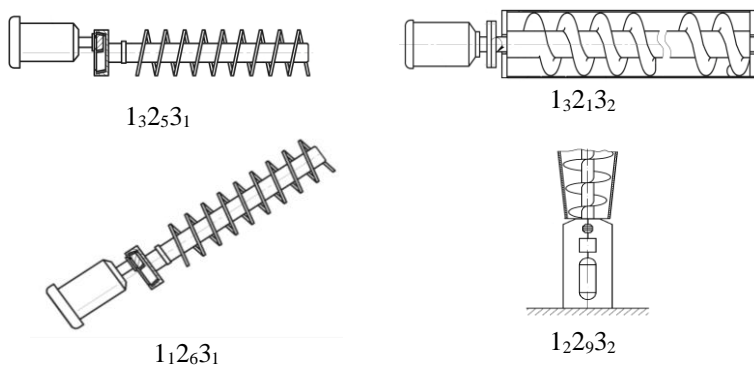


Рис. 6 - Приклади компоновок конструктивних елементів першого ієрархічного рівня

У результаті синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу було згенеровано працездатні конструкції

альтернативних варіантів транспортно-технологічних систем з гвинтовими робочими органами (рис. 7).

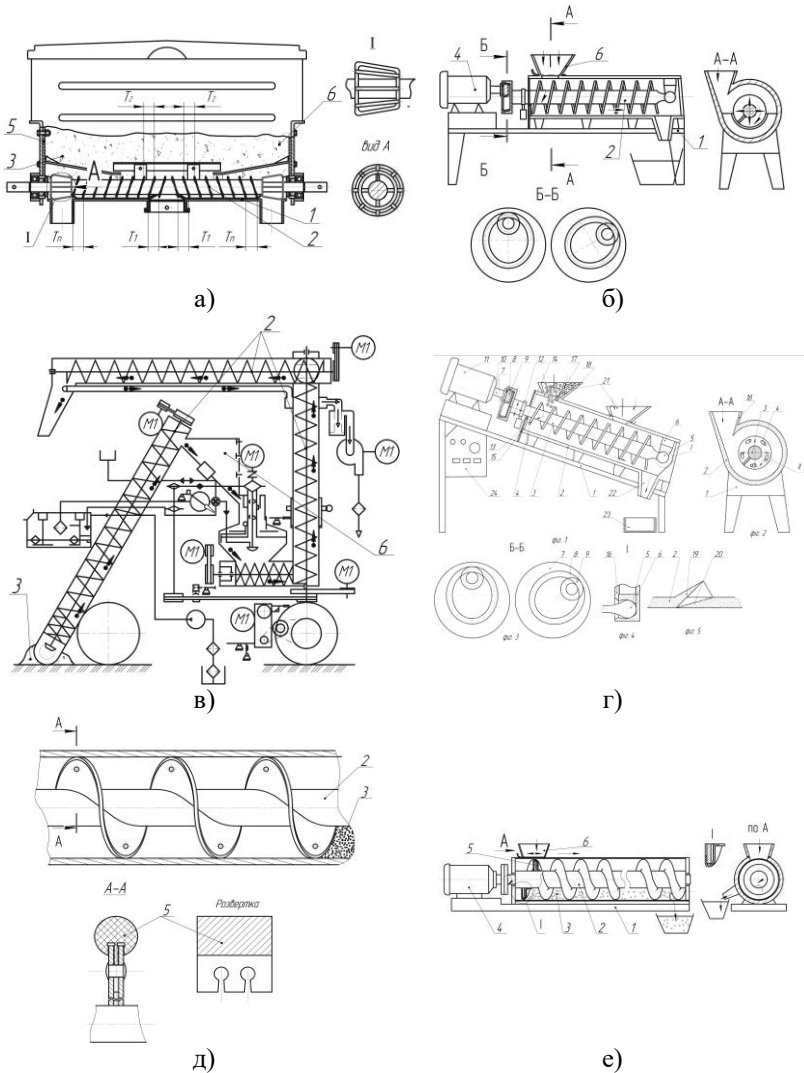


Рис. 7 - Синтезовані конструкції енергоощадних транспортно-технологічних систем з гвинтовими робочими органами, захищених патентами України

Висновок. Запропоновано спосіб структуризації конструкцій енергоощадних транспортно-технологічних систем з гвинтовими робочими органами і методику їх вдосконалення на основі дослідження властивостей елементів їх структури відповідно до теорії синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу.

Література

1. Кузнецов Ю.М. Теорія технічних систем [Текст] / Ю.М. Кузнецов, І.В. Луців, С.А. Дубиняк–Київ–Тернопіль, 1997 – 310 с.
2. Половинкин А.И. Основы инженерного творчества: Учеб. пособие для студентов вузов. [Текст] / А.И. Половинкин – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.
3. Одрин В.М. Морфологический анализ систем: Построение морфологических матриц [Текст] / В.М. Одрин, С.С. Картавов – К.: Наукова думка, 1977. – 183 с.

Рецензент д.т.н., проф. О.В. Сидорчук

УДК 633.521

© О.В. Голій, к.т.н.

Волинська державна сільськогосподарська дослідна станція Інституту сільського господарства Західного Полісся Національної академії аграрних наук України

АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЙ ЗБИРАННЯ І ПІСЛЯЗБИРАЛЬНОЇ ОБРОБКИ ЛЬОНУ ОЛІЙНОГО

У статті представлено огляд існуючих технологій збирання льону олійного з обґрунтуванням їх доцільності і заходів з підвищення їх ефективності

ЗБИРАННЯ, ЛЬОН ОЛІЙНИЙ, НАСІННЯ, УРОЖАЙ, ВТРАТИ.

Постановка проблеми. Збирання врожаю і післязбиральна обробка є важливими етапами виробництва сільськогосподарської продукції. Недосконалість технології і засобів, призначених для збирання і післязбиральної обробки, є причиною значних втрат врожаю. [1, 2, 5]. Льон олійний є перспективною сільськогосподарською культурою в Україні. Питання, вдосконалення технологій збирання і післязбиральної обробки льону олійного є актуальним.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженням даного питання займаються ряд наукових установ та вузів, зокрема, можна виділити дослідження, які проводяться у Волинській дослідній станції інституту сільського господарства Західного Полісся (с.Рокині), ВИСХОМ (Росія) та ін. Ці дослідження присвячені як аналізу та вдосконаленню існуючих технологій збирання та післязбиральної обробки льону олійного, так і розробці нових спеціалізованих машин.

Мета дослідження: розробка заходів, спрямованих на вдосконалення технології збирання і післязбиральної обробки льону олійного, зменшення втрат і підвищення якості врожаю льону олійного в процесі збирання і післязбиральної обробки.

Результати дослідження. Як відомо льон-довгунець є традиційною для України культурою. Розроблені технології і спеціальні засоби, спрямовані на отримання високоякісного волокна. Проте з зв'язку з економічними чинниками ця галузь на сьогодні знаходиться в занепаді. У той же час, все більша увага приділяється льону олійному. Площі посіву цієї культури в Україні збільшуються. Стримуючими факторами для поширення цієї культури є недосконалість технології збирання і післязбиральної обробки.

Льон олійний характеризується більшими розмірами і кількістю насінин на рослині у порівнянні з льоном-довгунцем, а також меншою довжиною стебла і більш грубим волокном. Його вирощують в основному з метою отримання високоякісного насіння з максимальним вмістом олії.

На сьогоднішній день поширення набули дві основні технології збирання льону олійного: однофазний і двофазний спосіб.

При однофазному способі льон збирають зернозбиральними комбайнами у фазу повної стиглості. При прямому комбайнуванні можливі втрати врожаю внаслідок недомолочування недостиглих коробочок, неправильного регулювання робочих органів комбайна і обсіпання насіння. Практика показує, що втрати насіння в такому випадку можуть сягати до 50%. Також можливе зігрівання вороху на токах.

При двофазному збиранні здійснюють скошування у валки починають за 10 – 12 днів до побуріння 50 – 75 % коробочок. Вологість насіння 25 – 35 %. Висота зрізу 12 – 14 см. Така стерня добре витримує масу щільного валка та забезпечує швидке й рівномірне його підсихання.



Рис. 1 - Поле після збирання льону прямим комбайнуванням

Низькорослий і зріджений льон укладають у здвосні валки, використовуючи для цього жатки, наприклад, ЖНС-6-12. Як тільки підсохнуть валки і вологість насіння зменшиться до 12%, їх обмолочують. Перед обмолотом перевіряють герметизацію комбайнів, щоб не було втрат насіння. Швидкість руху барабана регулюють у межах 800 – 1300 об/хв. При обмолоті валків, які не досить просохли, швидкість руху барабана збільшують[3].

Ворох насіння льону олійного, що одержується після збирання – сипка маса, що містить в собі вільне насіння льону олійного, частини коробочок, соломисті домішки. З метою уникнення самозігрівання його необхідно піддати попередньому очищенню. Для цього використовують очисники вороху ОПВ-20А. Якщо після попереднього очищення вологість насіння перевищує кондиційну, то його необхідно досушувати.

Для сушіння зазвичай використовують технологію напільного сушіння, або ж барабанні і шахтні сушарки, які забезпечують сушіння матеріалу в рухомому шарі. Сушіння насіння в нерухомому шарі ускладнене через високу щільність насіння льону [3].

Кінцеве очищення насіння проводять на насіннеочисних машинах ОС - 4,5 А, СМ - 4, К - 531/1, К - 218, К- 546а, які обладнані набором відповідних решіт і трієрних циліндрів [1].



Рис. 2 - Льон олійний у валках

У випадку відсутності зазначених типів сушарок, при незначній кількості врожаю в невеликих господарствах сушіння вороху може здійснюватися в напільних сушарках. Проте, зазначений тип сушарок є низько ефективним, не забезпечує рівномірного просушування усього матеріалу.

Причинами втрат в процесі збирання і післязбиральної обробки є:

- несвоєчасне збирання врожаю;
- втрати насіння на полі внаслідок недосконалості існуючих засобів і неправильності регулювання робочих органів машин для збирання, обсіпання насіння на полі, механічне пошкодження робочими органами машин.
- несприятливі погодні умови;
- втрати якості внаслідок недосконалості існуючих типів сушарок, неможливості забезпечення правильних режимів сушіння, що зумовлює пересушування, перегрівання матеріалу, нерівномірне сушіння.

Основними напрямками вдосконалення технології вирощування льону олійного, спрямовані на зменшення втрат кількості і якості, підвищення продуктивності процесу є:

- впровадження нових високоврожайних сортів льону олійного, придатних для вирощування в різних природно-кліматичних умовах;
- визначення і дотримання раціональних агростроків в залежності від природно-кліматичних умов;
- раціональні режими роботи і регулювання робочих органів збиральних машин і машин для післязбиральної обробки;
- розробка і створення нових, спеціалізованих засобів для збирання і післязбиральної обробки льону олійного.

Висновки. Розвиток галузі виробництва льону олійного стримується тим, що існуючі технології збирання льону олійного є недосконалими і зумовлюють значні втрати врожаю. Це зокрема зумовлено відсутністю спеціалізованих засобів для збирання і післязбиральної обробки цього матеріалу.

Література

1. Зінченко О.І. Рослинництво: за ред. О.І. Зінченка / О.І. Зінченко, В.Н. Салатенко, М.А. Білоножко. – К.: Аграрна освіта, 2001. – 591с.
2. Стрижова Ф. М. Растениеводство: учебное пособие / Ф.М. Стрижова, Л.Е. Царева, Ю.Н. Титов. - Барнаул: Изд-во АГАУ, 2008. –219 с.
3. Санин А.А., Косых Л.А. Технология возделывания льна масличного в зоне Среднего Поволжья. Рекомендации. – Кинель, 2006.
4. Живетин В. В. Гинзбург Л. Н. «Масличный лен и его комплексное использование» Центральный научно-исследовательский институт комплексной автоматизации легкой промышленности, 2000. – 92 с.
5. Дударев И.Н. Обоснование технологии уборки масличного льна и конструкции средств для ее реализации / И.Н. Дударев // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2011. – Вып. 45. – С. 120-126.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.374.

© Р.С. Грудовий

Житомирський національний агроекологічний університет

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРґАНІВ ЕНЕРґООЩАДНИХ КОНВЕЄРІВ

Приведена нова конструкція еліптичного енергоощадного гвинтового конвеєра, який забезпечує зменшення зусилля транспортування і травмування насінневого матеріалу. Суть конструкції полягає в тому, що гвинтовий робочий орган виконано циліндричної форми з рівномірно збільшеним кроком гвинта в напрямку переміщення матеріалу, а кожух - еліптичної форми в якому велика вісь співпадає з вертикаллю. Виведені аналітичні залежності для визначення конструктивних і технологічних параметрів.

ГВИНТОВИЙ РОБОЧИЙ ОРґАН, ЕЛІПТИЧНИЙ КОЖУХ, ЕНЕРґООЩАДНИЙ, КРОК ГВИНТА, НАСІННЄВИЙ МАТЕРІАЛ

Постановка проблеми. Гвинтові конвеєри отримали широке застосування в усіх галузях народного господарства завдяки простоті конструкції, надійній герметизації, безвідмовності роботи і поєднанні різних операцій з транспортуванням. Специфіка їх роботи зумовлена різноманітністю операцій технологічних процесів, конструктивними параметрами, а також реологічними властивостями матеріалів, що транспортуються та їх номенклатурою.

Тому питання зменшення енерговитрат при транспортуванні різних сипких матеріалів і травмування, особливо насінневого матеріалу, є актуальним і має важливе народногосподарське значення.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Значний вклад у дослідження питань взаємодії сипких матеріалів із гвинтовими робочими органами та їх проєктування внесли Григор'єв А.М. [1] Омельченко О.О. [2], Гевко Б.М [3], Бойко А.І. [4] та багато інших. Однак цілий ряд питань мінімізації енерговитрат при роботі гвинтових конвеєрів (ГК) при виконанні різних операцій транспортування, змішування, протруювання потребують подальших досліджень.

Метою дослідження є розроблення конструкції і обґрунтування параметрів енергоощадних гвинтових конвеєрів та зменшення травмування насінневих матеріалів, що є важливою народногосподарською проблемою.

Робота виконується згідно постанови Кабінету Міністрів України “Про розвиток сільськогосподарського машинобудування і забезпечення агропромислового комплексу конкурентоспроможною технікою на 2010...2015 роки”.

Результати дослідження. Питання мінімізації енерговитрат у гвинтових конвеєрах ГК є важливим з точки зору масового їх використання в усіх галузях народного господарства. Тому нами розроблено три гіпотези зменшення зусилля транспортування насінневих матеріалів та їх травмування.

Перша ідея полягає в рівномірному збільшенню міжвиткового простору ГРО в напрямку руху сипкого матеріалу за рахунок збільшення кроку між витками, а також за рахунок конічної конструкції приводного вала в якого діаметр зменшується в напрямку руху вантажу.

Друга ідея: якщо в машині, як наприклад, енергоощадному протруювачі, використовують декілька шнекових механізмів, то в кожного наступного ГРО, в порівнянні з попереднім, міжвитковий простір повинен бути більшим.

Третя ідея полягає в тому, що кожух ГК виконано еліптичної форми з вертикальним розміщенням більшої осі еліпса і можливістю регулювання величини зазору між ГРО і кожухом або встановленням кута нахилу між ними в сторону транспортування матеріалу.

У результаті досліджень встановлено, що еліпсна форма кожуха сприяє покращенню умов транспортування насінневих матеріалів і, відповідно, зменшенню зусиль змішування та травмування насіння при збільшенні зазору між ГРО і кожухом в зоні найбільшого скупчення насінневого матеріалу, або встановлення ГРО під кутом до кожуха при його переміщенні до зони виходу при заповненні конвеєра не більше 0,5...0,7 міжвиткового простору.

Енергоощадний еліптичний гвинтовий змішувач зображено на рис. 1. Поперечний переріз кожуха 1 виконано у вигляді еліпса, велика вісь якого співпадає з вертикаллю. В середину кожуха встановлено циліндричний ГРО 2, кінці вала 3 якого вмонтовані в підшипники 4, корпуси яких жорстко закріплені до торцевих вертикальних поверхонь кожуха 1 відомим способом з двох сторін. В торцевих стінках 5 кожуха виконані наскрізні вертикальні осьові пази 6, які взаємодіють з кінцями вала 3 та мають можливість провертання і вертикального переміщення. Таке виконання кожуха забезпечує зміну величини зазору між ГРО 2 і нижньою основою кожуха, де є основне скупчення і переміщення сипких матеріалів 7, або його встановлення під кутом до кожуха.

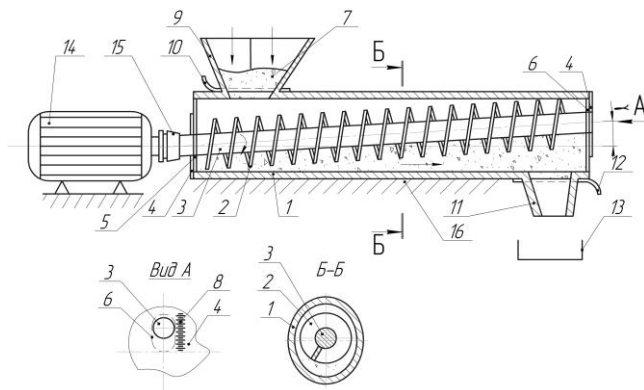


Рис. 1 - Енергоощадний еліптичний гвинтовий змішувач

Крім цього на торцях корпусів підшипників 5 і вертикальних стінках 6 кожуха 1 виконані ноніусні мітки 8, які вимірюють величину переміщення шнека у вертикальній площині для створення відповідного зазору або кута нахилу між шнеком 2 і нижньою основою кожуха. Таке взаємне виконання кожуха і шнека забезпечить зменшення зусилля переміщення насінневих матеріалів та їх травмування.

На вході кожуха 1 зверху встановлено бункер 9 з шибером 10, а на його виході внизу вивантажувальний патрубок 11 з шибером 12 під яким встановлена ємність для збирання сипких матеріалів 13.

Привід змішувача здійснюється від електродвигуна 4 через запобіжну муфту 15. Змішувач жорстко кріпиться на рамі 16.

Робота енергоощадного еліптичного гвинтового змішувача здійснюється наступним чином. Сипкі матеріали 7 засипають у бункер 9 у відповідних співвідношеннях, відкривають шибер 10 і за допомогою гвинтового робочого органу здійснюють їх змішування, змінюючи величину зазору між шнеком 2 і кожухом 1, зменшуючи зусилля змішування та травмування насіння за рахунок більш сприятливих умов.

Визначення рівномірної величини приросту кроку ГРО в напрямку переміщення сипкого матеріалу визначають виходячи з рекомендацій стандарту ГОСТ 2705-73 - "Шнеки для сільськогосподарських машин", який регламентує зовнішні діаметри в межах 60...320 мм і, відповідно, внутрішній - 20...212 мм.

Крок гвинтового конвеєра T визначається із залежності:

$$T = (0,5 \dots 1,1) \cdot D, \quad (1)$$

де D – зовнішній діаметр шнека.

Рівномірне збільшення міжвиткового простору ГРО в напрямку руху сипкого матеріалу за рахунок збільшення кроку між витками взаємопов'язаний із максимальним і мінімальним значенням зовнішнього діаметра ГК. Приріст кроку по його довжині визначають залежністю:

$$\Delta T = \frac{\ddot{A}_{max} - \ddot{A}_{min}}{n}, \quad (2)$$

де n – кількість витків гвинтового робочого органу.

При цьому заповнення ГРО не повинно перевищувати 0,5...0,7 його робочого об'єму. Запропонована конструкція змішувача забезпечує дотримання величини зазору у робочій зоні в межах 6...12 мм, як регламентує ГОСТ 2037-82 - "Конвейеры винтовые стационарные общего назначения. Общие технические условия".

Для виготовлення гвинтових елементів робочих органів шнека доцільно використовувати високо пластичні сталі СТЗ, 08КП і ОКП з коефіцієнтом видовження $\delta \approx 33\%$ або леговані сталі марок 18Н9Т, 18Н12Т, 25Х16Г7АР з коефіцієнтом відносного видовження $\delta_3 = 40\%$.

До переваг змішувача відноситься зменшення зусилля змішування, транспортування та травмування насінневого матеріалу, а також встановлення необхідного зазору між шнеком і кожухом з врахуванням умов експлуатації та його зношування.

Важливим елементом оцінювання технологічності ГК є визначення основних параметрів ГРО залежно від марки сталі з якої виготовляється гвинтова стрічка (ГС), як одна із складних просторових деталей у машинобудуванні, розмірів ГРО, технологічних, економічних, фізичних та інших. При виборі конструкції ГС, навивної чи прокатної, критеріями її оцінки є відповідно коефіцієнт нерівномірності витягування x , який визначають залежністю [5]:

$$x = \sqrt{\frac{(\pi \ddot{A}_n)^2 + T^2}{(\pi d_n)^2 + T^2}}, \quad (3)$$

де D_c і d_c – відповідно зовнішній і внутрішній діаметри крайок гвинтової стрічки ГРО; T – крок витка.

Критерієм технологічності конструкції навивних ГС є її питома висота v , яку доцільно вибирати в межах 12...20 мм, яка визначається залежністю:

$$v = B / H, \quad (4)$$

де B і H – відповідно ширина і товщина витка.

Змінну плинної довжини ГС з заданими параметрами визначають із залежності:

$$\alpha = \frac{1}{2\pi} \int_0^4 \sqrt{T^2 + \pi^2 \left[\ddot{A}_0^2 + (d\ddot{A}_0 / du)^2 \right]} \cdot du, \quad (5)$$

де D_0 – діаметр нейтрального шару розтягнутої спіралі; u – кутовий параметр рівняння спіралі (гелікоїда).

Швидкість осевого переміщення матеріалів у ГК визначають із залежності:

$$Y_{oc} = T(W - W_g) / (2\pi), \quad (6)$$

де W і W_g – відповідно кутова швидкість потоку і кутова швидкість центра ваги потоку.

У загальному випадку продуктивність транспортування вантажів Q доцільно визначити за формулою:

$$Q = \gamma F_n V_n, \quad (7)$$

де γ – густина вантажу; F_n – поперечний переріз потоку вантажу; V_n – швидкість потоку.

Для дослідження ГРО конвеєрів і встановлення впливу зміни величини кроку по його довжині в напрямку руху сипких матеріалів на величину зусилля транспортування, в порівнянні з транспортуванням сипких матеріалів ГРО з постійним кроком, нами було спроектовано спеціальний стенд, який зображено на рис. 2.

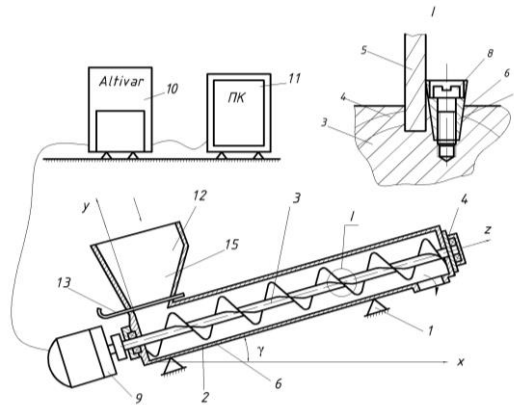


Рис. 2 - Стенд для дослідження характеристик гвинтових робочих органів

Стенд для дослідження ГРО виконано у вигляді рами 1, на яку жорстко встановлено циліндричну трубу 2, в середині якої встановлено гвинтовий робочий орган – вал 3 в якому по його довжині виконано рівномірно збільшений крок гвинтової канавки 4 шириною більшою товщини гвинтової спіралі 5 в сторону подачі сипкого матеріалу. Крім

цього в тілі вала по периферії гвинтової канавки виконані конусні призматичні отвори 6 рівномірно по довжині з неробочої сторони спіралі 5. Конусні призматичні отвори перебувають у взаємодії з клинами 7, які також взаємодіють з основою спіралі по її довжині з неробочої сторони, яка жорстко закріплена до вала 3 клином 7 за допомогою гвинтів 8, які загвинчені в тіло вала перпендикулярно до його поверхні по центру клинів.

При цьому вал транспортера з'єднаний із валом електродвигуна 9, живлення якого здійснюється від генератора-перетворювача частот 10 відомої конструкції, показники з якого реєструються за допомогою персонального комп'ютера 11, що дозволяє визначити витрати електроенергії, які будуть змінюватись в залежності від зусилля транспортування.

Гвинтову канавку 4 з рівномірно збільшеним кроком доцільно виготовляти на токарному чи вертикально-фрезерному верстаті з числовим програмним керуванням.

Висновки

1. Розроблена нова конструкція енергоощадного еліптичного гвинтового конвеєра з розширеними технологічними можливостями, яка забезпечує зменшення енерговитрат на 8...15% при коефіцієнті завантаження гвинтового робочого органа на 0,5...0,7%.

2. Виведені аналітичні залежності для визначення конструктивних і технологічних параметрів еліптичних гвинтових конвеєрів, які можуть застосовуватись при транспортуванні насінневих матеріалів та запобігати їх травмуванню при протруюванні.

Література

1. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры / А.М. Григорьев. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.
2. Омельченко А.А., Ткач Б.Д. Справочник по механизации птицеводческих и животноводческих ферм и комплексов. – К.: Урожай, 1982. – 271с.
3. Гевко Б.М. та інші. Механізми з гвинтовими пристроями. Львів. Видавництво “Світ”, 1993. – 205 с.
4. Бойко А.І., Куликівський В.Л. Дослідження контактної взаємодії зерна в зазорі “виток кожух” шнекових живильників зерноочисних машин. Науковий вісник НУБ і ПУ. – К.: Ред.вид.відділ НУБ і ПУ 2011. – Вип.166: Техніка та енергетика. АПК. – Ч.1. – с. 267–274.

Рецензент д.т.н., проф. І.Г. Грабар

УДК 631.365:631.53.01:633.2

© Л.Ю. Забродоцька, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ ВИХІДНОГО МАТЕРІАЛУ ТА СУШАРКИ НА ІНТЕНСИВНІСТЬ СУШІННЯ ТРАВ

У статті представлені результати отримані на основі математичного методу планування експерименту з визначення впливу параметрів вороху насіння трав та сушарки з спіралеподібною перфорованою поверхнею сушильної камери на інтенсивність сушіння.
СУШІННЯ, НАСІННЄВИЙ МАТЕРІАЛ, СУШИЛЬНИЙ АГЕНТ, ВОЛОГІСТЬ.

Постановка проблеми. Процес збирання вороху насіння трав триває 3-4 тижні, параметри отриманого вороху насіння трав на початку його збирання і наприкінці мають велику розбіжність. При цьому на склад вороху насіння трав і його вологість також впливають не тільки стиглість насіння трав, але й стан збиральної техніки, а також – забур'яненість поля.

У процесі експериментальних досліджень процесу сушіння насінневого матеріалу виникла задача його математичного опису у вигляді регресійної залежності вологості від цілого ряду зовнішніх та внутрішніх факторів.

Аналіз останніх досліджень. Аналіз попередніх досліджень процесу сушіння засвідчив, що основний вплив на даний процес мають початкова вологість насінневого матеріалу, його засміченість, температура та швидкість сушильного агента (СА) [1, 2]. Це стало основною причиною використання плану експерименту за чотирма факторами.

Мета дослідження – побудова математичної моделі, яка забезпечує виявлення оптимальних параметрів вихідного матеріалу та сушарки насінневого матеріалу для раціонального проведення сушіння.

Результати дослідження. У результаті роботи сушарки з спіралеподібною поверхнею сушильної камери [3] необхідно забезпечити доведення вороху насіння трав до кондиційної вологості з мінімальними енергозатратами.

Таким чином, за критерій оптимізації у ході проведення багатofакторного експерименту було вибрано час сушіння матеріалу.

У загальному вигляді математичну модель на основі чотирьох факторів можна подати таким виразом [4,6]:

$$y = f(X_1, X_2, X_3, X_4), \quad (1)$$

де y – час сушіння вороху насіння трав; X_1, X_2, X_3, X_4 – відповідно початкова вологість насіннєвого матеріалу (%), його засміченість (%), температура (°C) та швидкість сушильного агента (м/с).

Всі необхідні досліді виконано відповідно до матриці повного факторного експерименту формату 3^4 [4, 5, 6]. Дослідження проводили на воросі насіння вівсяниці лучної.

Зв'язок між кодованими і натуральними значеннями факторів встановлювався залежностями:

$$x_1 = \frac{W - W_0}{\varepsilon_1}; x_2 = \frac{C - C_0}{\varepsilon_2}; x_3 = \frac{t - t_0}{\varepsilon_3}; x_4 = \frac{V - V_0}{\varepsilon_4}, \quad (2)$$

де W_0, C_0, t_0, V – значення факторів на основному рівні, відповідно, початкова вологість вороху насіння трав, його засміченість, температура та швидкість сушильного агента; $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3, \varepsilon_4$ – інтервал варіювання фактора.

Кодування натуральних значень факторів подано в табл. 1. Натуральні числові значення парамету оптимізації у табл. 2.

Таблиця 1 - Кодування факторів, їх рівні та інтервали варіювання

Рівні варіювання	Фактори			
	Вологість $W, \%$	Засміченість $C, \%$	Температура СА $t, ^\circ\text{C}$	Швидкість СА $V, \text{м/с}$
	x_1	x_2	x_3	x_4
Верхній (+1)	45	25	55	2,0
Основний (0)	35	20	40	1,5
Нижній (-1)	25	15	25	1,0
Інтервал варіювання ε	10	5	15	0,5

Функція відгуку y (час сушіння до кондиційної вологості) в області факторного простору є нелінійною, тому подана у вигляді повного квадратичного рівняння регресії:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_4x_4 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{14}x_1x_4 + b_{23}x_2x_3 + b_{24}x_2x_4 + b_{34}x_3x_4 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2 + b_{44}x_4^2. \quad (2)$$

Таблиця 2 - Планування експерименту

№ досліджу	Фактори			
	W, %	C, %	t, °C	V, м/с
1	45	35	40	1,5
2	25	25	40	1,5
3	45	15	40	1,5
4	25	15	40	1,5
5	35	20	55	2,0
6	35	20	25	2,0
7	35	20	55	1,0
8	35	20	25	1,0
9	45	20	40	2,0
10	25	20	40	2,0
11	45	20	40	1,0
12	25	20	40	1,0
13	35	25	55	1,5
14	35	15	55	1,5
15	35	25	25	1,5
16	35	15	25	1,5
17	45	20	55	1,5
18	25	20	55	1,5
19	45	20	25	1,5
20	25	20	25	1,5
21	35	25	40	2,0
22	35	15	40	2,0
23	35	25	40	1,0
24	35	15	40	1,0
25	45	35	40	1,5
26	25	25	40	1,5
27	45	15	40	1,5

Обробка даних результатів чотирифакторного експерименту за тривірневим планом другого порядку виконана у середовищі Mathcad і дозволила отримати наступне рівняння регресії інтенсивності сушіння насіннєвого матеріалу:

$$y = 0,769 + 0,457x_1 + 0,127x_2 - 0,202x_3 - 0,116x_4 - 0,222x_1x_2 - 0,253x_3x_4 + 0,199x_1^2 + 0,206x_3^2 + 0,26x_4^2, \quad (3)$$

Остаточну рівняння (4) у натуральному вигляді:

$$\tau = 0,618 - 0,034W + 0,025C + 0,426t - 2,003V - 0,002Wt - 0,034tV + 0,002W^2 + 0,001t^2 + 1,040V^2 \quad (4)$$

Адекватність моделі (3) перевірено із застосуванням критерію Фішера, за методикою, викладеною в [4, 5, 6].

За рівнянням регресії (4) побудовано графічні залежності (рис.) для визначення динаміки процесу сушіння насінневого матеріалу.

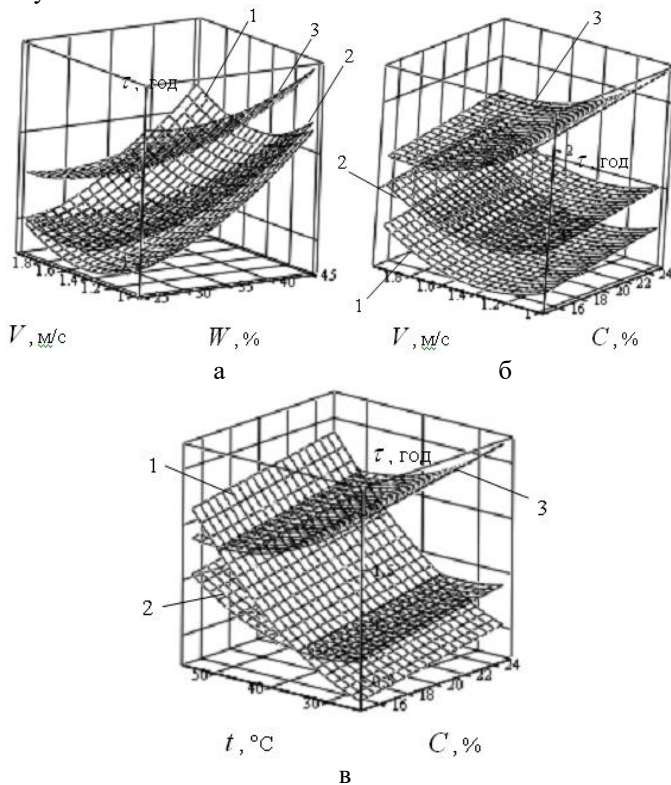


Рис. - Поверхні відгуку часу сушіння τ в залежності від початкової вологості W і засміченості C вороху насіння трав, температури t та швидкості V сушильного агента: а) 1 – $C=15\%$; $t=25^\circ\text{C}$; 2 – $C=20\%$; $t=35^\circ\text{C}$; 3 – $C=25\%$; $t=55^\circ\text{C}$; б) 1 – $W=25\%$, $t=25^\circ\text{C}$; 2 – $W=35\%$, $t=35^\circ\text{C}$; 3 – $W=45\%$, $t=55^\circ\text{C}$; в) 1 – $W=25\%$, $V=1$ м/с; 2 – $W=35\%$, $V=1,5$ м/с; 3 – $W=45\%$, $V=2$ м/с

Аналіз отриманих результатів показує, що всі фактори суттєво впливають на час сушіння вороху насіння трав. Збільшення вологості матеріалу та його засміченості призводить до збільшення часу сушіння, а підвищення температури та швидкості сушильного агента – до зменшення часу сушіння матеріалу.

Висновки. Запропонована методика проведення експерименту дозволяє отримати математичну модель інтенсивності сушіння у вигляді рівняння регресії, функцією відгуку якого є час сушіння насінневого матеріалу до кондиційної вологості.

Аналіз рівняння регресії дає можливість оцінити вплив на експозицію сушіння, а отже і енергозатрати, таких факторів, як початкова вологість вороху, його засміченість, температура та швидкість сушильного агента.

Література

1. Дідух В.Ф. Підвищення ефективності сушіння сільськогосподарських матеріалів: монографія / В.Ф. Дідух . – Луцьк: ЛДТУ, 2002. – 165 с.

2. Котов Б.И. Технологические и теплоэнергетические основы повышения эффективности сушки растительного сырья: дис. ... доктора техн. наук: 05.20.01 / Борис Иванович Котов. – Глеваха, 1994. – 440 с.

3. Пат. № 85766 Україна, МПК (2009) F26 B11/00. Барабанна сушарка / Дударев І.М., Кірчук Р. В., Кокалюк Л.Ю.; заявник і власник патенту Луцький державний технічний університет. – № а200706074; заявл. 01.06.2007р.; опубл. 25.02.2009, Бюл. №4.

4. Новик Ф.С. Оптимизация процессов технологии металлов методами планирования экспериментов / Ф.С. Новик, Я.Б. Арсов. – М.: Машиностроение; София: Техника, 1980. – 304 с.

5. Мельников С.В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С.В. Мельников, В.Р. Алешкин, П.М. Рошин. – [2-е изд., перераб. и доп.]. – Л.: Колос. Ленингр. отд-ние, 1980. – 168 с.

6. Хайліс Г.А., Коновалюк Д.М. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин: Навчальний посібник. - К.: Вища школа, 1993.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 664.1.032.1

© М.В. Завірюха, Є.Є. Пройденко
Миколаївський національний аграрний університет

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПО ВИЗНАЧЕННЮ МІЦНОСТІ І ВИДОВЖЕННЯ СТЕБЕЛ ТА ПЛОДОНІЖКИ КУКУРУДЗИ

В роботі проведено експериментальні дослідження по визначенню зусилля руйнування зв'язку качан-плодоніжка, а також зусилля розриву стебла кукурудзи, відповідно від кута прикладання сили та діаметру плодоніжки та стебла

СТЕБЛО, ПЛОДОНІЖКА, МІЦНІСТЬ, ВИДОВЖЕННЯ, СИЛА.

Постановка проблеми. Для сучасних кукурудзозбиральних комбайнів, як і раніше, актуальним залишається завдання подальшого вдосконалення технологічних процесів та відповідного обладнання з метою зниження його енергоємності, втрат сировини, підвищення продуктивності, поліпшення якості продукції, що переробляється.

Рослинні матеріали характеризуються волокнистістю, неоднорідністю і значною різницею в опорі повздовж і поперек волокон. При підсиханні матеріали стають гігроскопічними, тому їх характеристики залежать від вологості навколишнього середовища. При роботі кукурудзозбиральних машин їх робочі органи впливають на окремі (одиночні) матеріали або на групи (шари) матеріалів. Залежно від характеру прикладання навантаження матеріали можуть сприймати наступні деформації: розтяг, стиск, зсув, кручення, згин. Можливі також випадки складного опору, наприклад, випадок суміжної дії розтягу і згину, випадок ексцентричного стиску та інші випадки [3, 5].

Механіка рослинних матеріалів знаходиться в стадії становлення. Наука ця буде розвиватися і далі, а тому визначення експериментальним шляхом основних фізико-механічних показників рослин, в тому числі і кукурудзи, є актуальним питанням для підтвердження теоретичних методик розрахунку [2, 4].

Зусилля розриву плодоніжки і стебла кукурудзи залежить від кута прикладання сили та діаметру відповідно плодоніжки та стебла. Тому необхідно експериментально визначити залежність зусилля руйнування зв'язку качан-плодоніжка та зусилля руйнування стебла від кута прикладання сили та діаметру стебел.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Дослідження з визначення фізико-механічних властивостей рослинних матеріалів

ведуться давно і систематично, опубліковано дуже багато робіт, в яких розглянуті закономірності деформації матеріалів.

Спочатку рослини вивчалися без зв'язку з практичними задачами конструювання сільськогосподарських машин (роботи Г. Спенсера, К. Кульмана, С. Швенденера та інші кінця XIX ст.). В 1912 році І. Калінніков, В. Роздорський і М. Чілікін проводили експерименти по дослідженню механічних властивостей стебел. В наступні роки такі дослідження проводили В.П. Горячкін, Л.П. Крамаренко, І.Ф. Василенко, В.А. Желіговський, А.А. Василенко, І.В. Крагельський, А.Ф. Соколов, А.П. Ковган та інші.

Однак матеріали, в яких були б систематизовані результати досліджень механічних властивостей різних рослинних матеріалів, до 1994 р. не видавались. Лише після 1994 року були опубліковані праці з механіки рослинних матеріалів і проводилася їх апробація на сільськогосподарській техніці. Опубліковані дані були отримані для культур і їх сортів, які районовані для певних територій, а тому актуальним є завдання по визначенню фізико-механічних властивостей культур і сортів, які районовані для конкретного регіону.

Метою роботи є проведення експериментальних досліджень по визначенню зусилля руйнування зв'язку качан-плодоніжка, а також зусилля розриву стебла кукурудзи, відповідно від кута прикладання сили та діаметру плодоніжки та стебла.

Результати досліджень. Для визначення міцності, а також відносних деформацій стебла та плодоніжки з качаном кукурудзи на базі проблемної лабораторії Миколаївського НАУ, по вдосконаленню основних робочих органів збиральних машин був розроблений та виготовлений прилад (рис. 1), який за принципом дії аналогічний екстензометру. Він складається з станини 12, на якій закріплені дві стійки 3. Стебло зверху фіксується затискачами-пластинами 5, до яких прикріплений динамометр 4, що і здійснює вимірювання розривної сили. Видовження стебла 6 та плодоніжки з качаном 10 відбувається за допомогою гвинтового механізму 1-2. З іншого боку стебло 6 або плодоніжка з качаном 10 нерухомо фіксуються на спеціальній пластині 8. За допомогою регульовального механізму 11 пластина 8 змінює кут нахилу, який фіксується транспортиром 7. Пластина 8 змінює своє вертикальне положення по станині 3 регульовальним механізмом 9 [4].

Слід зазначити, що затиснення кінців стебла для його розтягу повинно бути виконане в приладі так, щоб, з одного боку, воно було надійним, а з іншого, щоб не пошкодити кінці.

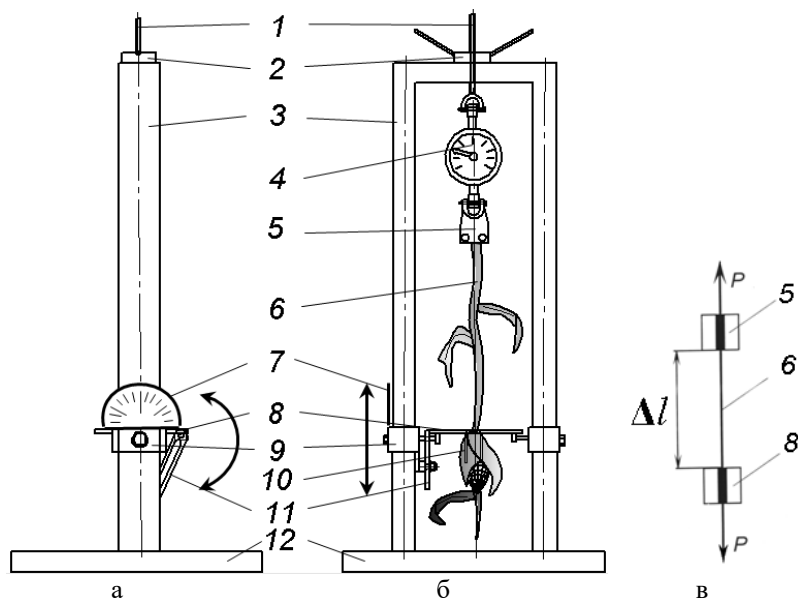


Рис. 1 - Схема приладу для визначення міцності, а також відносних деформації стебла та плодоніжки з качаном кукурудзи (екстензометру): а – вид збоку; б – вид спереду; в – схема навантаження

При проведенні досліджень визначається сила розтягу P і відповідне їй видовження стебла Δl . За цими даними, а також, знаючи діаметр стебла d і його початкову довжину l (точніше, початкову відстань між затискачами), розраховувалось відносне видовження стебла ε і умовне напруження σ за формулами:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon &= \frac{\Delta l}{l}; \\ \sigma &= \frac{4 \cdot P}{\pi \cdot d^2}. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Напруження σ називається умовним тому, що стебло має трубчасту будову і дійсна площа поперечного перерізу менша $\frac{\pi \cdot d^2}{4}$.

При конусній формі стебла параметр d буде являти собою діаметр найменшого перерізу в зоні розтягу. Відносне видовження ε може бути

виражене не тільки у відносних величинах, але і у відсотках, тоді $\frac{\Delta l}{l}$ домножується на 100.

Загальний вид лабораторно-дослідного приладу для визначення міцності, а також видовження стебла та плодоніжки кукурудзи зображений на рис. 2.



Рис. 2 - Прилад для визначення зусилля руйнування плодоніжки качана кукурудзи: а – вид спереду; б – вид збоку

Стебло кукурудзи за своєю будовою має анізотропну структуру, тобто має неоднорідну будову. Це необхідно використовувати при проектуванні сільськогосподарської техніки і визначати напрямки руйнування і переробки матеріалів з найменшим навантаженням. Після статистичного обробітку експериментальних даних нами отримана залежність зусилля розриву плодоніжки $F_{\text{відр}}$ при різних кутах прикладання сили, яка представлена рис. 3 [2, 6].

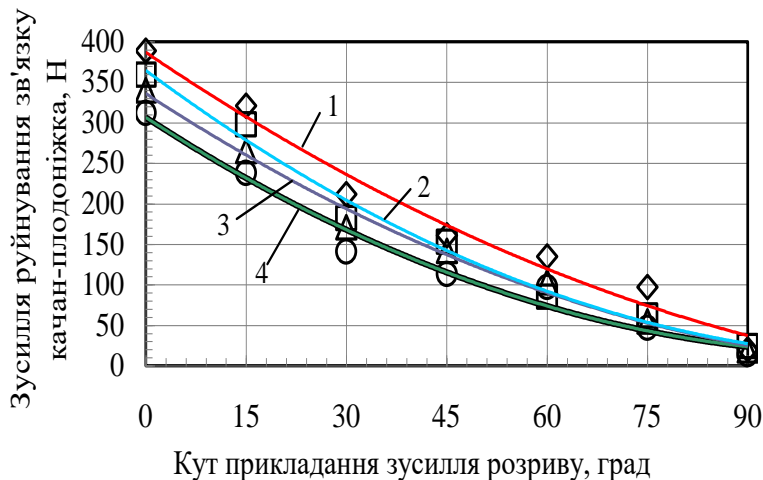


Рис. 3 - Залежність зусилля розриву плодоніжки $F_{\text{вiор}}$ при різних кутах прикладання сили (α) для гібридів різної стиглості: 1 – Бестселер 287 СВ; 2 – Соколов 407 МВ; 3 – Галіт 391 МВ; 4 – Почаївський 190 МВ

Також при проведенні досліджень визначалась сила розтягу P і відповідне їй видовження стебла Δl . За цими даними, а також, знаючи діаметр стебла d і його початкову довжину l (точніше, початкову відстань між затискачами), розраховувалось відносне видовження стебла ε і умовне напруження σ (рис. 3 та рис. 4). Дані величини визначались для гібриду Почаївський 190 МВ і отримані значення з достатньою точністю можливо використовувати для всіх гібридів різного часу дозрівання Української селекції, які районовані для Степової зони країни і занесені до каталогу сортів та гібридів сільськогосподарських культур Інститутом сільського господарства степової зони НААН України [1].

Отримані залежності видовження стебла при його руйнуванні можуть бути використані в розрахунках по визначенню потужності качановідокремлювального апарату, в тому числі при визначенні потужності, яка необхідна для руйнування зв'язку качан-плодоніжка.

Паралельно з вищенаведеним дослідом проводилось визначення умовного напруження σ при якому відбувається руйнування зразка за формулою 1 і його діапазон коливався в межах 4,89...7,15 Па для стебел діаметром 8...30 мм і 3,21...5,47 Па для плодоніжок діаметром 6...14 мм.

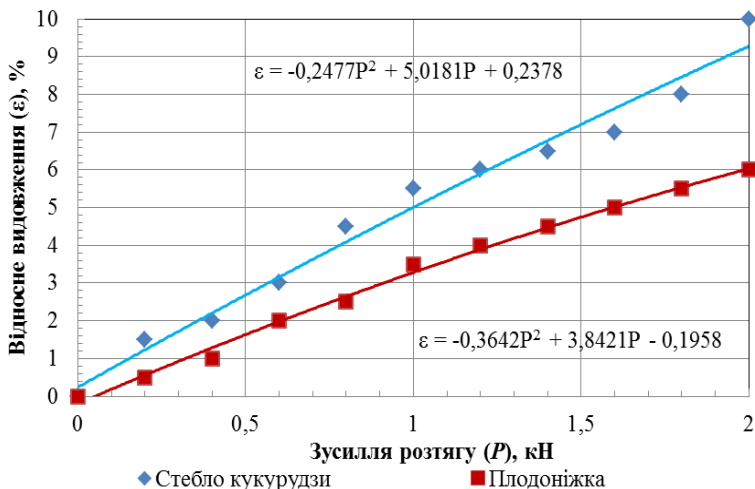


Рис. 4 - Визначення відносного видовження стебла та плодоніжки кукурудзи в залежності від прикладеного зусилля

Висновок. Проведені дослідження дозволили зробити висновки про те, що зусилля руйнування зв'язку качан-плодоніжка знаходяться в значних межах від 14 до 389 Н. Це можливо пояснити тим, що качани мають різну вагу і відповідно різний за величиною діаметр пролодоніжки, а зусилля руйнування є прямопропорційною функцією цього параметру. Найбільш слабким місцем в плодоніжці є переріз, який проходить у основи качана, тому що в 84% випадків руйнування відбувається саме в ньому. Зі збільшенням кута прикладання зусилля розриву для гібридів всіх груп стиглості зусилля руйнування зв'язку качан-плодоніжка зменшується до 27 разів. Але проведені дослідження дозволяють визначити оптимальний кутовий діапазон, при якому буде дотримуватись якість виконання операції на потрібному рівні. Тому є можливим рекомендувати його в межах 30...55° - це дозволяє проводити руйнування зв'язку качан-плодоніжка без ковзання по стріперним пластинам в процесі відокремлення качанів із зусиллям 224...105 Н.

Література

1. Каталог сортів та гібридів сільськогосподарських культур // Інститут сільського господарства степової зони. – Дніпропетровськ, 2011. – 60 с.



2. Третьяк Л.Н. Обработка результатов наблюдений: учебное пособие / Л.Н. Третьяк. – Оренбург: ГОУ УГО, 2004. – 171 с.

3. Трубилин Е.И., Абликков В.А. Машины для уборки сельскохозяйственных культур / Е.И. Трубилин, В.А. Абликков – Краснодар: КГАУ, 2010.

4. Хайліс Г.А. Механіка рослинних матеріалів / Хайліс Г.А., Федорусь Ю.В. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2004. – 302 с.

5. Шатилов К.В. Кукурузоуборочные машины / К.В. Шатилов, Б.Д. Козачок, А.П. Орехов и др. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1981. – 224 с.

6. Ярцева М.Б. Методика математического планирования эксперимента / М.Б. Ярцева. – М.: Наука, 1973. – 140 с.

Рецензент д.т.н., проф. Б.І. Бутаков

УДК 621.436

© В.І. Захарчук, к.т.н., М.Б. Стахов

Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ДИЗЕЛЯ ПРИ ЙОГО РОБОТІ НА БІОПАЛИВІ

Описана технологія отримання нового біопалива, методика дослідження його властивостей та наведені результати дослідження.
БЮДИЗЕЛЬНЕ ПАЛИВО, ІЗОПРОПІЛОВИЙ ЕФІР РІПАКОВОЇ ОЛІЇ, ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ВЛАСТИВОСТІ.

Постановка проблеми. Ситуація, яка склалась в Україні із забезпеченням її економіки недостатніми обсягами енергоносіїв власного видобутку, в умовах енергетичної залежності від Росії, гостро ставить проблему пошуку альтернативних видів палива. Та й екологічна шкода від викидів техніки, що працює на дизельному паливі, стає дедалі відчутнішою. Тому виробництво і застосування біопалив в Україні є надзвичайно актуальним питанням сьогодення.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідження палив, виготовлених з рослинних олій проводять відомі двигунобудівні фірми США, Великобританії, Німеччини, Швеції, Японії. В даний час в Європі виробляється більше 6,5 млн. т біопалива. Ведуться роботи щодо застосування ефірів рослинних олій як дизельного палива на теренах колишнього СРСР. Варто відзначити роботи МВТУ

ім. Баумана, МДАУ ім. Горячкіна, Клайпедського університету, Національного університету біоресурсів і природокористування України, ХПІ та ін. [1]. Аналіз досліджень показав відсутність науково обґрунтованих підходів до вирішення задачі створення біодизельного палива з покращеними експлуатаційними та екологічними властивостями.

Традиційне біодизельне паливо виробляється із застосуванням метилового спирту, який є високотоксичним та небезпечним для здоров'я людей. Це суттєвий негативний фактор з точки зору екологічної безпеки при виробництві біопалива (особливо в умовах сільськогосподарського виробництва) та його використанні, адже через ефекти деструкції можливе виділення з біопалива метилового спирту, особливо при відхиленні від нормальної роботи паливної системи двигуна. Також недоліком метилового ефіру є те, що він є досить агресивною речовиною по відношенню до матеріалів деталей двигуна (метали, гума). Тому при його застосуванні вимагається заміна паливних баків, паливних шлангів та прокладок на такі, що виготовлені зі стійкого до метилового ефіру ріпакової олії (МЕРО) матеріалу, а також частіша заміна моторного масла.

Результати дослідження. В Луцькому національному технічному університеті (ЛНТУ) розроблено нове біодизельне паливо на основі ріпакової олії та ізопропілового спирту. Для підтвердження технологічної ефективності та доцільності використання нового біодизельного палива було проведено експериментальні дослідження біодизельних палив із запропонованими складами, їх температур застигання (як важливого показника експлуатаційних властивостей даних палив) на основі побудови план-матриці та реалізації багатofакторного експерименту.

За параметр оптимізації вибрано температуру застигання (tзаст, °С), оскільки даний параметр є важливим для використання біодизельного палива у зимовий період.

Експлуатаційні властивості біодизельного палива на основі ріпакової олії та ізопропілового спирту досліджувались у лабораторних умовах центральної лабораторії НПК «Галичина» (м. Дрогобич). Отримані значення порівнювались із значеннями відповідних показників еталону (МЕРО), а також із значеннями показників згідно вимог чинної нормативної документації для нафтового дизельного палива.

Оптимальне значення цетанового числа (ЦЧ) для сучасних дизельних двигунів становить 45-55 од. Тобто ЦЧ запропонованого

біопалива та еталону знаходяться в межах норми. Це забезпечить легкий пуск двигуна і режим ”м’якої“ роботи.

В’язкість нового біопалива вища у порівнянні з відповідним значенням нормативних вимог, що утруднює подачу палива та сумішоутворення. Це є недоліком ІЕРО. Проте підвищена в’язкість забезпечить добре змащування поверхонь тертя двигуна, попереджаючи спрацювання дорогих високоточних деталей паливної апаратури.

Температура застигання ІЕРО удвічі нижча, ніж у відомого МЕРО, і у 2,2 рази нижча, ніж вимагає ДСТУ для нафтового дизельного палива марки „Л”.

Було визначено елементарний склад (вміст вуглецю С, водню Н та кисню О) ізопропілового ефіру ріпакової олії (ІЕРО) відповідно до вмісту кислот у ріпаковій олії та розраховано теплоту згоряння. Теплохімічні показники дизельних палив наведені в табл. 1.

Таблиця. 1 - Теплохімічні показники дизельних палив нафтового та рослинного походження

№ з/п	Показник	Паливо				
		ДП	МЕРО	ЕЕРО	ІЕРО	
1	Склад за масою, %	С	87	77,5	77,54	76,28
		Н	12,6	12,0	12,04	13,16
		О	0,4	10,5	10,42	10,56
2	Теоретично необхідна кількість повітря для повного згоряння 1 кг палива, кг	14,45	12,70	12,73	12,98	
3	Нижча теплота згоряння палива, МДж/кг	42,44	37,50	37,56	38,33	
4	Теплота згоряння паливоповітряної суміші, кДж/кмоль пал. суміші	50467	50733	50731	50745	

Менша частина вуглецю в молекулах біодизельних палив призводить до зменшення їх нижчої теплоти згоряння. Тому для отримання однакової ефективної потужності дизеля при його роботі на нафтовому дизельному паливі та біодизельних паливах питома ефективна витрата палива є більшою у випадку використання біопалив. Але з поміж біодизельних палив найбільша теплота згоряння та найменша витрата палива у ІЕРО, що вигідно відрізняє його від МЕРО

і ЕЕРО. Наявність кисню в молекулах біодизельних палив дозволяє інтенсифікувати процес згоряння.

Були проведені стендові випробування дизеля Д-240 при його роботі на ІЕРО та нафтовому ДП в результаті яких отримані навантажувальні характеристики (рис. 1) з заміром викидів шкідливих речовин. Перед випробуваннями біопаливо підігрівалось.

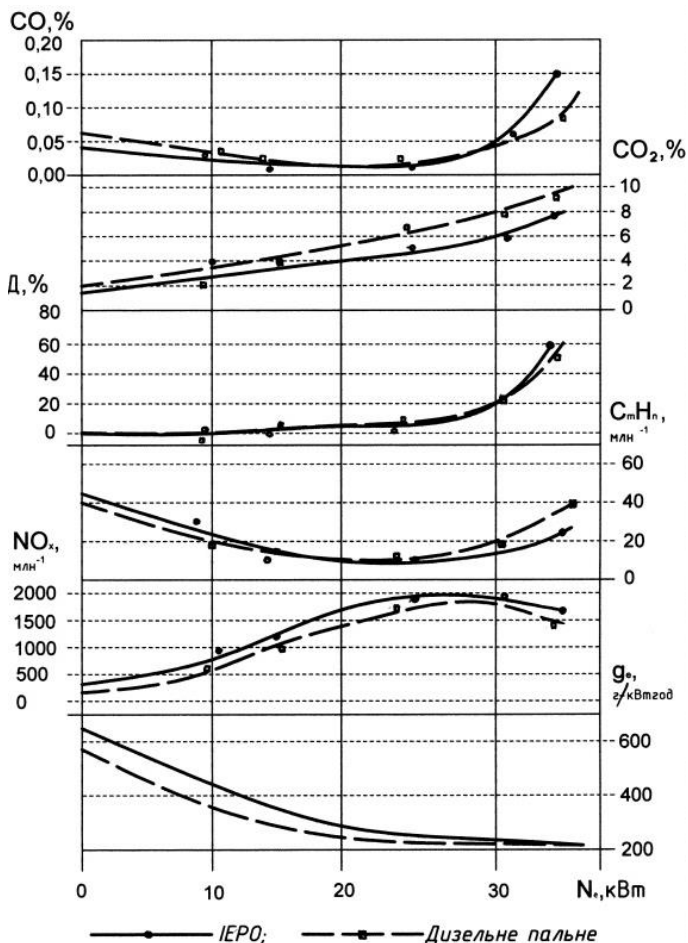


Рис. 1 - Навантажувальні характеристики дизеля Д-240 при його роботі на ізопропіловому ефірі ріпакової олії та нафтовому дизельному паливі

Як видно з наведених характеристик, потужність N_e дизеля при роботі на цих паливах практично однакова. У випадку роботи дизеля на ІЕРО має місце збільшення питомої витрати g_e палива в межах 4...6 % в результаті меншої теплоти згоряння та збільшення концентрації оксидів азоту NO_x у відпрацьованих газах через більший вміст кисню в біопаливі та підвищення температури в циліндрах дизеля. Викиди твердих частинок (Д) є меншими при роботі на біопаливі, особливо при навантаженнях близьких до максимальних. Це говорить про більш повне вигорання сажі в циліндрах дизеля.

Відхилення величин решти порівнюваних показників знаходиться в межах можливої точності їх вимірювання. Концентрація продуктів неповного згоряння при низьких навантаженнях вищі при роботі на ІЕРО, але при високих навантаженнях ситуація протилежна. Температура відпрацьованих газів дизеля при роботі на порівнюваних паливах практично однакова у всьому діапазоні навантажувальних режимів.

Висновки. Результати експериментальних досліджень дизеля Д-240 при його роботі на біопаливі показали, що його ефективна потужність близька до потужності базового дизеля. Питома ефективна витрата палива дещо більша, а сумарні шкідливі викиди менші в порівнянні з викидами дизеля при його роботі на нафтовому паливі.

Література

1. Девянин С.Н., Марков В.А., Семенов В.Г. Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей. – Х.: Новое слово, 2007. – 452 с.
2. Физер Л., Физер М. Органическая химия. – М.: Химия, 1966. – 782 с.
3. Захарчук В.І. Застосування альтернативних палив в автотракторних дизелях// Энергосбережение. – 2010. – №2. – С. 26-28.
4. Zakharchuk V., Tkachuk V. Biodiesel fuel on the basis of izopropil esters of rape oil//MOTROL, volume 12, Lublin 2010, p. 188-193.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 629.436

© О.В. Захарчук

Луцький національний технічний університет

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПОКАЗНИКІВ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА З ГАЗОВИМ ДВИГУНОМ

Наведено результати теоретичних досліджень показників колісного трактора з газовим двигуном в характерних режимах транспортного процесу.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ, КОЛІСНИЙ ТРАКТОР, ГАЗОВИЙ ДВИГУН, ІЗДОВИЙ ЦИКЛ, ДОРОЖНІ ВИПРОБУВАННЯ, ПЕРЕВІРКА АДЕКВАТНОСТІ, ПАРАМЕТРИ КЕРУВАННЯ.

Постановка проблеми. Загальновідомо, що сільськогосподарська техніка обладнана дизелями, які є невибагливими в експлуатації та обслуговуванні. Однак, зростання вимог до екологічних показників транспортних машин, в тому числі сільськогосподарського призначення, потребує удосконалення їх конструкції, яке забезпечить суттєве зменшення викидів шкідливих речовин (ШР) з відпрацьованими газами.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Як показали попередні наукові дослідження [1], одним із ефективних способів поліпшення екологічних показників колісних тракторів з дизелями є їх переобладнання для роботи на природному газі (ПГ), в тому числі з можливістю роботи на біометані, який є продуктом сільськогосподарського виробництва.

Переобладнанням та доведенням дизелів для роботи на ПГ, на сьогоднішній день займаються провідні наукові, науково-дослідні та двигунобудівні організації та компанії: MAN, Scania, Nissan, Mercedes-Benz, МАДИ, ХНАДУ, ВНИИГАЗ, ПМаш, та ін.

Приблизно половину всіх виконуваних колісними тракторами робіт складають транспортні роботи, при виконанні яких двигуни працюють на неусталених режимах [2].

Тому дослідження впливу параметрів керування переобладнаним з дизеля газовим двигуном на показники трактора під час руху в експлуатаційних режимах є актуальною науково-технічною задачею.

Метою роботи є дослідження закономірності зміни витрати палива та шкідливих викидів колісного трактора з газовим двигуном в

залежності від параметрів керування газовим двигуном під час виконання транспортної роботи.

Результати досліджень. Вибір доцільних параметрів керування газовим двигуном при розгоні колісного трактора, здійснювався шляхом моделювання руху на математичній моделі колісного трактора з причепом в прийнятому їздовому циклі [3], який показаний на рис. 1.

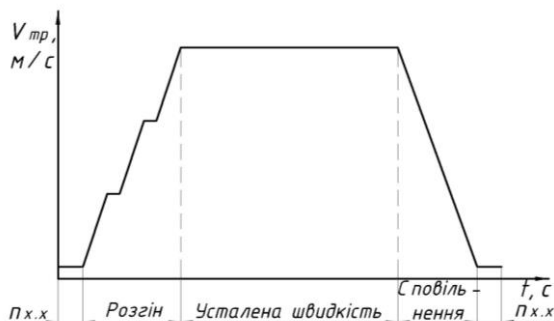


Рис. 1 - Їздовий цикл колісного трактора

Уточнена математична модель руху колісного трактора з газовим двигуном в їздовому циклі, що імітує транспортний процес, дозволяє досліджувати вплив параметрів керування газовим двигуном на економічні та екологічні показники.

Теоретичні дослідження показників колісного трактора з газовим двигуном проводились згідно алгоритму визначення доцільних значень параметрів керування трансмісією та газовим двигуном колісного трактора, який показаний на рис. 2. Алгоритм дозволяє визначати доцільний порядок переключення передач в залежності від експлуатаційних умов за критерієм мінімальної питомої витрати палива та доцільну максимальну частоту обертання двигуна, при якій відбувається переключення передач, а також доцільні значення величини та швидкості відкриття дросельних заслінок в процесі розгону за критерієм мінімальних сумарних викидів ШР.

До параметрів керування газовим двигуном колісного трактора можна віднести: кінцеву частоту обертання двигуна на кожній передачі при розгоні колісного трактора та кут і швидкість відкриття дросельних заслінок газоповітряного змішувача та. Ці параметри відносяться до процесу розгону і мають найбільший вплив на витрату палива та кількість шкідливих викидів.

При русі трактора за прийнятим їздовим циклом переключення передач транспортного ряду відбувалось з 6-ї на 8-у та на 9-у передачу. Маса вантажу складала 4000 кг, коефіцієнт опору кочення $f_0=0,016$.

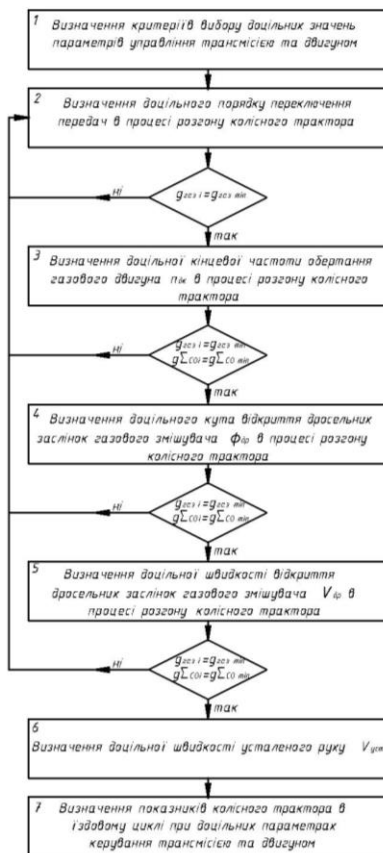


Рис. 2 - Алгоритм визначення доцільних значень параметрів керування трансмісією та газовим двигуном колісного трактора

На рис. 3 показано отримані розрахунком на математичній моделі, залежності показників колісного трактора: швидкість колісного трактора V_{tr} , час розгону трактора t_p , сумарні питомі викиди ШР, приведені до оксиду вуглецю $g_{\Sigma CO}$ та питома витрата газу $g_{газ}$ від частоти обертання двигуна під час переключення передач при розгоні.

Аналіз графічної залежності показує що зниження кінцевої частоти обертання двигуна з 2000 хв^{-1} до 1400 хв^{-1} призводить до зниження сумарних питомих викидів ШР, приведених до оксиду вуглецю $g_{\Sigma CO}$, на 10,1%, але при цьому середня швидкість руху зменшується на 27%. Витрата газу зменшується на 15,5 %. Подальше

зниження кінцевої частоти обертання двигуна веде до деякого збільшення питомих викидів ШР та різкого зростання часу розгону. Тому, для досягнення найменшої витрати палива та мінімальних питомих викидів шкідливих речовин рекомендується забезпечувати максимальну частоту обертання двигуна, при якій відбувається переключення передач, в діапазоні 1400...1500 хв⁻¹.

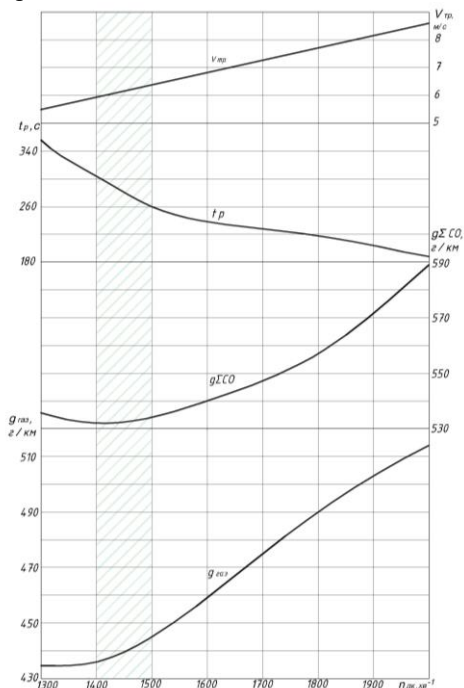


Рис. 3 - Залежності показників колісного трактора від частоти обертання двигуна під час переключення передач при розгоні

На рис. 4 показано отримані розрахунком на математичній моделі, залежності показників колісного трактора при розгоні: питома витрата газу $g_{газ}$, сумарні питомі викиди ШР, приведені до оксиду вуглецю $g_{\Sigma CO}$ та час розгону колісного трактора t_p , від кута відкриття дросельних заслінок газоповітряного змішувача.

Зменшення кута відкриття дросельних заслінок з 100 до 40 % при розгоні тракторного поїзда з вантажем 4000 кг, призводить до зниження сумарних питомих викидів ШР, приведених до оксиду вуглецю $g_{\Sigma CO}$, на 27,8 %. При цьому витрата газу також зменшується

на 22,9 %. Діапазон кутів відкриття дросельних заслінок 80...100 % не є раціональним, тому що характеризується підвищеними викидами ШР газового двигуна. Діапазон нижче 50 % також не раціональний, тому що призводить до зниження середньої швидкості руху колісного трактора і різкому зростанню часу розгону t_p . Для експлуатаційних умов можна рекомендувати діапазон 50...60 % відкриття дросельних заслінок, тому що діапазон характеризується найнижчими сумарними питомими викидами ШР, приведеними до оксиду вуглецю $g_{\Sigma CO}$.

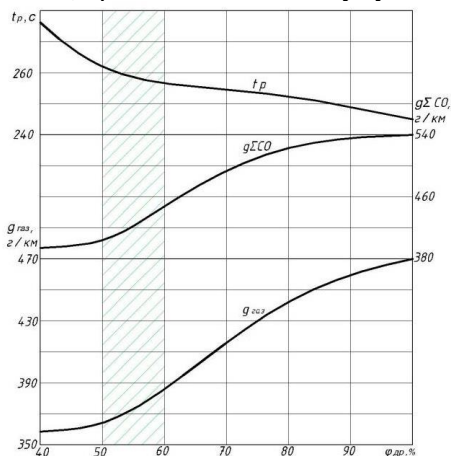


Рис. 4 - Залежності показників колісного трактора від кута відкриття дросельних заслінок газоповітряного змішувача

Висновок: за допомогою уточненої математичної моделі визначено доцільні значення параметрів керування газовим двигуном колісного трактора МТЗ-80 в режимах розгону, чим забезпечуються мінімальні витрати палива та мінімальні шкідливі викиди.

Література

1. Матейчик В.П., Захарчук В.І., Козачук І.С., Захарчук О.В. Особливості використання природного газу як моторного палива для транспортних засобів // Вісник Національного транспортного університету. – К.: НТУ, 2008. – С. 127-130.
2. Білоконь Я.Ю., Окоча А.І. Трактори і автомобілі. – К.: Урожай, 2002. – 324 с.
3. Гутаревич Ю.Ф. Снижение вредных выбросов автомобиля в эксплуатационных условиях. – К.: Выща шк., 1991. – 179 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 633.521:631.172

© А.С. Лімонт, к.т.н.

Житомирський національний агроєкологічний університет

КОРЕЛЯЦІЙНО-РЕГРЕСІЙНІ МОДЕЛІ ПРОДУКТИВНОСТІ І ЩОЗМІННЕ ТЕХНІЧНЕ ОБСЛУГОВУВАННЯ ЛЬОНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ

В реальних умовах збирання льону-довгунця досліджено продуктивність льонозбиральних комбайнів і тривалість їх щозмінного технічного обслуговування. З'ясовані модельні рівняння і лінійні регресії продуктивності на оцінні показники тривалості щозмінного технічного обслуговування комбайнів.

ЛЬОН-ДОВГУНЕЦЬ, ЗБИРАННЯ, КОМБАЙН, ПРОДУКТИВ- НІСТЬ, ЩОЗМІННЕ ТЕХНІЧНЕ ОБСЛУГОВУВАННЯ, ЕФЕКТИВНІСТЬ.

Постановка проблеми. Раціональна організація льонозбирального процесу передбачає високопродуктивне використання відповідних засобів механізації і у разі збирання льону-довгунця комбайнами. У цьому повідомленні йтиметься про деякі з питань прогнозування окремих складових ремонтпридатності льонозбиральних комбайнів в проблемі підвищення ефективності їх використання.

Аналіз останніх досліджень і повідомлень. Нормативна тривалість механізованого збирання льону-довгунця становить 10 робочих днів [1]. В недалекому минулому за цим же джерелом число льонозбиральних комбайнів ЛКВ-4Т в розрахунку на 1000 га посівів льону-довгунця в Україні мало становити 18,3 шт. За розрахунками науковців ННЦ «ІМЕСГ» НААНУ у великотоварних підприємствах Полісся в розрахунку на 1000 га посівів льону-довгунця має бути 19,86 льонокомбайнів, а у підприємствах гірської і передгірної зони Карпат – 31,5. За даними білоруських науковців [2] на 100 га посівів потрібно 4 комбайни при в'язанні снопів і 3 комбайни, якщо збирання здійснюють врозстил. Згідно з вимогами до техніки для збирання льону [3] продуктивність льонокомбайна за годину основного часу має становити 0,9 га/год. Для експлуатаційних розрахунків, пов'язаних з організацією машиновикористання, зручніше застосовувати інформацію про продуктивність машинних агрегатів за годину змінного часу, що вимагає визначення коефіцієнта використання робочого часу. За [1] нормативне значення коефіцієнта використання

робочого часу комбайнів ЛКВ-4А для різних регіонів льоносіяння коливається в межах 0,74...0,80. Вважаємо, що для таких ненадійних в технологічному відношенні машин як льонозбиральні комбайни, наведені значення коефіцієнта використання робочого часу є достатньо високими. Про це свідчать публікації Г.П. Водяницького, І.А. Гіренка, Д.П. Доманчука, І.В. Єршова, Н.І. Куркової, В.Н. Рябцева, Л.М. Сосніної та ін. За дослідженнями льонозбиральних комбайнових агрегатів (ЛЗКА) в реальних умовах збирання льону-довгунця [4] коефіцієнт використання робочого часу цих агрегатів як випадкова величина підпорядкований нормальному закону розподілу при зміні від 0,21 до 0,85 за середнього арифметичного значення, середнього квадратичного відхилення та коефіцієнта варіації відповідно 0,54 і 0,15 та 27,8%.

Високоєфективне використання ЛЗКА може бути забезпечене за виконання передбаченого нормативно-технічною документацією всього переліку робіт з технічного обслуговування комбайнів і насамперед щозмінного технічного обслуговування (ЩТО). Однією з умов виконання всього комплексу робіт з ЩТО комбайнів в передбаченому обсязі є відповідний запас часу інакше має бути визначена регламентована тривалість обслуговування.

В нормативній і спеціальній літературі з технічної експлуатації машин в аграрному виробництві стосовно льонозбиральних комбайнів нинішнього покоління зустрічаються такі тривалості їх ЩТО: 6 хв, 17, 27, 30 та 38 хв. У найбільш сучасному виданні [3], де наведено вимоги до техніки для збирання льону-довгунця, регламентовано, що щозмінний оперативний час технічного обслуговування льонозбирального комбайна має бути не більше 0,4 год. Відомо, що розрізняють поняття «оперативний час технічного обслуговування (ТО)», «оперативна тривалість ТО» і «оперативна трудомісткість ТО». Якщо виконавець робіт з ТО один, то оперативна тривалість співпадає з оперативним часом і чисельно дорівнює оперативній трудомісткості ТО. Тривалість ЩТО комбайнів визначається переліком відповідних робіт і операцій, що зумовлюють у разі їх виконання ефективне використання ЛЗКА впродовж зміни за технологічним призначенням. Між тривалістю ЩТО комбайнів і оцінним показником ефективності використання ЛЗКА повинні існувати відповідні залежності. Розкриття змісту цих залежностей започатковано і висвітлено у публікаціях [5, 6, 7], а у пропонованій – передбачено узагальнити раніше проведені дослідження.

Мета дослідження полягала у підвищенні ефективності використання ЛЗКА, оцінним показником якої взято продуктивність

агрегату за годину змінного часу. *Завдання дослідження:* 1) проаналізувати розподіл коефіцієнта використання часу ЛЗКА для визначення ймовірності його нормативного значення і що охоплює довірчі межі для середнього з ймовірністю 0,95; 2) за розподілом продуктивності ЛЗКА за годину змінного часу визначити ймовірність продуктивності, що відповідає вимогам до льонозбиральних комбайнів; 3) з'ясувати оцінні показники тривалості ЩТО комбайнів в структурі часу зміни; 4) узагальнити кореляційно-регресійні моделі продуктивності ЛЗКА на оцінні показники ЩТО льонозбиральних комбайнів.

Об'єкти і методика дослідження. Об'єктами дослідження були тривалість ЩТО льонозбиральних комбайнів, тривалість зміни і продуктивність ЛЗКА за годину змінного часу у складі тракторів класу 1,4 і комбайнів ЛК-4Т. Методика визначення тривалостей ЩТО комбайнів і зміни роботи та продуктивності за годину змінного часу ЛЗКА наведені раніше [5, 6, 7]. Крім власне тривалості ЩТО визначали інші її оцінні показники. Такими були відношення тривалості ЩТО $T_{\text{ЩТО}}$ (год) до тривалості зміни $T_{\text{зм}}$ (год), яке позначали через $k_{\text{ЩТО}}$. В літературі це відношення називають питомою вагою тривалості ЩТО, коефіцієнтом позациклових затрат часу на виконання ЩТО та частковим коефіцієнтом використання часу зміни, що враховує втрати часу на виконання ЩТО. Друга група науковців частковим коефіцієнтом використання часу зміни $\tau_{\text{ЩТО}}$, що враховує втрати часу на виконання ЩТО, називає відношення різниці між тривалістю зміни $T_{\text{зм}}$ і тривалістю ЩТО $T_{\text{ЩТО}}$ до тривалості зміни, тобто $\tau_{\text{ЩТО}} = (T_{\text{зм}} - T_{\text{ЩТО}}) / T_{\text{зм}}$. Третя група науковців частковий коефіцієнт використання часу зміни $\tau'_{\text{ЩТО}}$, що враховує виконання ЩТО, визначає як відношення чистого робочого часу T_p до суми цього часу і часу $T_{\text{ЩТО}}$, тобто $\tau'_{\text{ЩТО}} = T_p / (T_p + T_{\text{ЩТО}})$. В науковій літературі існує поняття і про рівень технічного обслуговування, який стосовно ЩТО можна визначити як відношення фактичної тривалості ЩТО до нормативної цього обслуговування. В дослідженні нормативну тривалість ЩТО з урахуванням відомостей про складові часу ТО машин [8] прийняли такою, що становить 30 хв.

Обробка експериментальних даних здійснена на засадах теорії ймовірностей і математичної статистики та з використанням стандартних комп'ютерних програм.

Результати досліджень. Для визначення передбачених завданням ймовірностей відповідних значень коефіцієнтів використання часу зміни скористалися інформацією [4] про закон розподілу цього коефіцієнта та основні параметри розподілу.

Враховуючи властивості нормального закону і скориставшись табульованими значеннями нормованої функції Лапласа визначено, що ймовірність роботи ЛЗКА з нормативним коефіцієнтом використання часу в межах 0,74...0,80 становить всього 0,05. За середнім арифметичним значенням і середнім квадратичним відхиленням емпіричного розподілу коефіцієнта використання часу визначено, що довірчий інтервал середнього значення досліджуваного коефіцієнта з ймовірністю 0,95 знаходиться в межах 0,49...0,59. Ймовірність роботи ЛЗКА з коефіцієнтом використання часу у вказаних межах досить висока і за дослідженнями становить 0,26. Отже, значення коефіцієнта використання часу в межах 0,49...0,59 можна використати для прогнозування продуктивності ЛЗКА за годину змінного часу, як результативної ознаки при оцінюванні тривалості ЩТО льонозбиральних комбайнів.

З урахуванням вимог до техніки для збирання льону-довгунця [3], за якими продуктивність комбайна за годину основного часу має становити 0,9 га/год, та визначених коефіцієнтів використання часу зміни прогнозована продуктивність ЛЗКА за годину змінного часу повинна бути в межах 0,44...0,53 га/год. На рисунку (позиція *a*) наведено полігон та нормальна крива розподілу продуктивності ЛЗКА за годину змінного часу. Нормальність емпіричного розподілу досліджуваної продуктивності підтверджується визначеними показниками асиметрії і ексцесу та відношеннями цих показників до своїх середніх квадратичних відхилень. На це ж вказував визначений χ^2 -критерій згоди Пірсона при порівнянні з табличним на рівні значущості 0,05. З використанням середнього арифметичного значення і середнього квадратичного відхилення емпіричного розподілу досліджуваної продуктивності і, зваживши на підпорядкованість останнього нормальному закону, визначена ймовірність функціонування ЛЗКА з продуктивністю 0,44...0,53 га/год, що дорівнює 0,26.

Досліджувані розподіли показників оцінювання тривалості ЩТО комбайнів, як факторіальних ознак, мали незначні скошеність і пологість, які оцінювали відношеннями показників асиметрії і ексцесу до своєї середніх квадратичних відхилень. За дослідженнями ці відношення коливалися в межах для асиметрії 0,043...1,09 та ексцесу 0,82...0,97, що свідчило про незначущість відхилень емпіричних розподілів від гіпотетичного нормального. Перевірку гіпотези щодо узгодженості емпіричних розподілів з нормальним законом здійснили з використанням χ^2 -критерію Пірсона. Наприклад, на рівні значущості 0,05 та за числа ступенів вільності 2 відсутні підстави для відхилення

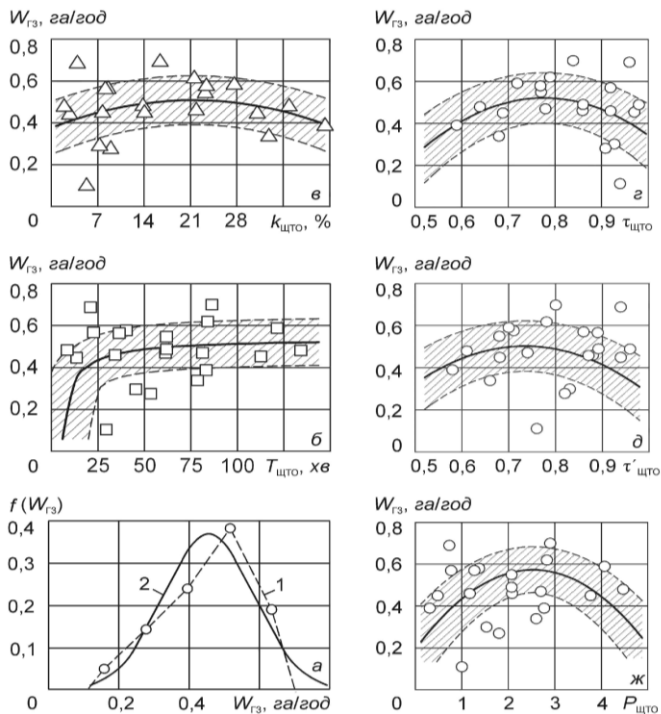


Рис. - Полігон (1) і нормальна крива (2) розподілу продуктивності ЛЗКА за годину змінного часу (а) та зміна цієї продуктивності залежно від: б) тривалості ЩТО комбайна $T_{ЩТО}$; в) частки тривалості ЩТО в структурі часу зміни роботи ЛЗКА $k_{ЩТО}$; г) часткового коефіцієнта використання часу зміни (ЧКВЧЗ) на виконання ЩТО $\tau_{ЩТО}$, що визначають з урахуванням тривалості зміни роботи ЛЗКА; д) ЧКВЧЗ на виконання ЩТО $\tau'_{ЩТО}$, що визначають з урахуванням чистого робочого часу зміни; ж) рівня виконання ЩТО $P_{ЩТО}$

нульової гіпотези про нормальний закон розподілу тривалості ЩТО. Гіпотеза щодо нормальності емпіричного розподілу частки тривалості ЩТО в структурі часу зміни $k_{ЩТО}$ приймається на рівні значущості 0,001. Проте у порівнянні з іншими розподілами розподіл $k_{ЩТО}$ за його модою, що була зрушена в зону зменшених значень досліджуваної ознаки і розміщена праворуч довгої вітки розподілу, був більш асиметричний і характеризувався додатною асиметрією з показником 0,56. Решта досліджуваних розподілів також визнана такими, що узгоджується з нормальним законом.

Розподіл тривалості ЩТО (хв) допустимо описати щільністю

$$f(T_{\text{ЩТО}}) = \frac{1}{33\sqrt{\pi}} \exp \left[-\frac{(T_{\text{ЩТО}} - 63)^2}{2 \cdot 33^2} \right], \quad (1)$$

де $T_{\text{ЩТО}}$ – тривалість ЩТО, що коливалася в межах 9...133 хв; 63 і 33 – відповідно середнє арифметичне значення і середнє квадратичне відхилення емпіричного розподілу тривалості ЩТО, за якими коефіцієнт варіації становив 52,4%.

Диференціальна функція розподілу ймовірностей частки тривалості ЩТО в структурі часу зміни $k_{\text{ЩТО}}$ (%) після опрацювання експериментальних даних описується виразом:

$$f(k_{\text{ЩТО}}) = \frac{1}{10,7\sqrt{2\pi}} \exp \left[-\frac{(k_{\text{ЩТО}} - 16)^2}{2 \cdot 10,7^2} \right], \quad (2)$$

де 16 і 10,7 – відповідно середнє арифметичне значення і середнє квадратичне відхилення емпіричного розподілу частки ЩТО в структурі часу зміни (%), за якими коефіцієнт варіації становив 66,9% при зміні $k_{\text{ЩТО}}$ від 1,9 до 40,3%.

Кореляційний зв'язок між продуктивністю ЛЗКА і тривалістю ЩТО комбайнів та іншими показниками, що визначають і характеризують цю тривалість, оцінювали за розрахованими коефіцієнтами кореляції і кореляційними відношеннями. У всіх досліджуваних парних зв'язках чисельні значення кореляційних відношень перевищували значення коефіцієнтів кореляції. Для з'ясування форми зв'язку розраховували різницю квадратів кореляційних відношень і коефіцієнтів кореляції. Якщо різниця квадратів цих показників не перевищує 0,1, то передбачення щодо прямолінійної форми кореляційного зв'язку вважають виправданим [9]. З'ясовано [7], що зміну продуктивності ЛЗКА за годину змінного часу $W_{\text{ГЗ}}$ (га/год) залежно від тривалості ЩТО комбайна $T_{\text{ЩТО}}$ (хв) визначає рівняння гіперболи вигляду:

$$W_{\text{ГЗ}} = 0,54 - 2,66 / T_{\text{ЩТО}} \quad (3)$$

$$\text{при } r = 0,078; \eta = 0,517; R^2 = 0,207; \lambda_{\text{пв}} = 0,175;$$

$$S_y = 0,111 \text{ га/год і } k_d = 0,267,$$

де r – коефіцієнт кореляції між продуктивністю ЛЗКА і досліджуваною факторіальною ознакою; η – кореляційне відношення продуктивності $W_{\text{ГЗ}}$ по досліджуваній факторіальній ознаці; R^2 – коефіцієнт, що характеризує міру наближення рівняння (3) до експериментальних значень $W_{\text{ГЗ}}$; $\lambda_{\text{пв}}$ – відношення основної помилки вирівнювання експериментальних значень $W_{\text{ГЗ}}$ апроксимуючою функцією до

середнього значення продуктивності $W_{Г3}$; S_y – помилка рівняння (3) криволінійної регресії, яку визначали за розрахованим кореляційним відношенням і середнім квадратичним відхиленням розподілу $W_{Г3}$; k_d – коефіцієнт детермінації, що визначає силу впливу досліджуваної факторіальної ознаки на продуктивність $W_{Г3}$ агрегату.

На рисунку (позиція б) наведене кореляційне поле зв'язку $W_{Г3}$ і $T_{ЩТО}$ та гіперболічна крива зміни $W_{Г3}$ залежно від $T_{ЩТО}$, що побудована за рівнянням (3). Заштриховані зони на цій та решті позиціях рисунка визначають діапазон зміни продуктивності $W_{Г3}$ з урахуванням помилок відповідних рівнянь регресії. В зону, що зображена на позиції «б» рисунка, увійшло понад 71% значень $W_{Г3}$ і $T_{ЩТО}$, за якими здійснено розрахунок гіперболічного рівняння (3). За графіком простежується інтенсивне підвищення продуктивності ЛЗКА при збільшенні тривалості ЩТО до 35 хв, а із збільшенням тривалості ЩТО понад 50 хв інтенсивність зростання $W_{Г3}$ значно уповільнюється, наближаючись до асимптотичного значення, яке за рівнянням (3) дорівнює 0,54 га/год.

Результати визначення різниці квадратів кореляційних відношень і коефіцієнтів кореляції, що оцінюють якісний зв'язок між продуктивністю ЛЗКА і іншими визначальними показниками тривалості ЩТО комбайнів, наведені в таблиці. З таблиці видно, що досліджувана різниця квадратів знаходяться в межах 0,139 – 0,159, за значеннями яких можна стверджувати про криволінійний характер зміни результативної ознаки залежно від досліджуваних факторіальних.

Вивчення відповідних кореляційних полів засвідчило про доцільність пошуку такої криволінійної зміни, що описується випуклими параболою другого порядку, у яких сталі коефіцієнти при квадратів факторіальних ознак з від'ємним знаком, тобто рівняння мають вигляд:

$$y = a + vx - cx^2, \quad (4)$$

де y – продуктивність ЛЗКА за годину змінного часу, га/год; x – факторіальні ознаки, назви яких наведені в таблиці.

На рисунку наведені експериментальні дані досліджуваної продуктивності ЛЗКА, що одержана за умов використання агрегатів, комбайни в складі яких щозмінно обслуговувалися з різною тривалістю ТО. Наведені на рисунку параболічні криві побудовані за залежністю (5) з використанням сталих коефіцієнтів регресії, що представлені в таблиці. Графіки зміни $W_{Г3}$ від $k_{ЩТО}$, $\tau_{ЩТО}$, $\tau'_{ЩТО}$ і $P_{ЩТО}$ забезпечують міру наближення до експериментальних даних, що визначається R^2 -коефіцієнтом, який залежно від факторіальної ознаки приймав значення 0,552...0,715. При цьому показник оцінювання

Таблиця. - З'ясування характеру і кількісної зміни продуктивності льонозбирального комбайнового агрегату залежно від оцінних показників тривалості щозмінного технічного обслуговування комбайнів

Оцінні показники тривалості щозмінного технічного обслуговування	Різниця квадратів кореляційного відношення і коефіцієнта кореляції	Сталі коефіцієнти рівнянь параболічної регресії			Ступінь впливу показника на результативну ознаку, %
		вільний член a	при факторіальній ознаці b	при квадратів факторіальній ознаці c	
Частка тривалості ЩТО в структурі часу зміни ЛЗКА $k_{\text{ЩТО}}$, %	0,157	0,376	0,0124	-0,00029	18,6
Коефіцієнт використання часу ЩТО за тривалістю зміни $\tau_{\text{ЩТО}}$	0,159	-1,632	5,546	-3,571	18,8
Коефіцієнт використання часу ЩТО за тривалістю чистого робочого часу зміни $\tau'_{\text{ЩТО}}$	0,139	-1,245	4,757	-3,237	14,0
Рівень виконання ЩТО $P_{\text{ЩТО}}$	0,149	0,194	0,2994	-0,0591	27,1

вирівнювання експериментальних даних відповідними апроксимуючими функціями приймав значення, що змінювалися від 0,076 до 0,179, а помилка рівнянь регресії коливалася в межах 0,111...0,120. За квадратом кореляційного відношення, який визначає ступінь впливу досліджуваних показників на продуктивність ЛЗКА, доходимо висновку, що ЩТО комбайнів на 14,0...27,1% причинно зумовлює ефективність використання комбайнових агрегатів за технологічним призначенням впродовж робочого дня.

Дослідження рівнянь випуклої параболи на екстремум показали, що продуктивність ЛЗКА максимізується за $k_{\text{ЩТО}} = 0,21 T_{\text{зм}}$, $\tau_{\text{ЩТО}} = 0,78$, $\tau'_{\text{ЩТО}} = 0,73$ і $P_{\text{ЩТО}} = 2,53$, приймаючи значення відповідно 0,51 га/год; 0,52; 0,50 і 0,57 га/год. Між рівнем виконання ЩТО $P_{\text{ЩТО}}$

та часткою тривалості ЩТО в структурі часу зміни $k_{\text{ЩТО}}$ і частковим коефіцієнтом часу зміни $\tau_{\text{ЩТО}}$ виявлений кількісний зв'язок, що описується такими модельними рівняннями регресії:

$$P_{\text{ЩТО}} = 7,51 - 6,34 \tau_{\text{ЩТО}} \quad \text{при} \quad r = -0,793 \quad (5)$$

та

$$k_{\text{ЩТО}} = -50,12 + 91,31 \tau_{\text{ЩТО}} \quad \text{при} \quad r = 0,998. \quad (6)$$

Висновки. Продуктивність ЛЗКА за годину змінного часу, як показник ефективності їх використання впродовж робочого дня, тривалість ЩТО комбайнів, частка цієї тривалості в структурі часу зміни, часткові коефіцієнти використання часу на ЩТО, що їх визначають за тривалістю зміни і чистого робочого часу за зміну, та рівень виконання ЩТО, як випадкові величини, підпорядковані нормальному закону розподілу. Між продуктивністю ЛЗКА і оцінними показниками тривалості ЩТО виявлені криволінійні кореляційні зв'язки та з'ясовані відповідні кореляційно-регресійні моделі. З визначеною мірою наближення до експериментальних даних зміна продуктивності ЛЗКА залежно від тривалості ЩТО комбайнів описана гіперболою зворотного зв'язку, а від решти оцінних показників цієї тривалості – випуклими параболою другого порядку. За асимптотою рівняння гіперболи тривалість ЩТО комбайнів має бути в межах 35...50 хв. Продуктивність ЛЗКА сягає максимального значення за частки тривалості ЩТО в структурі часу зміни, що становить 21%, часткових коефіцієнтів використання часу на ЩТО 0,73...0,78 та рівня виконання ЩТО 2,53. З урахуванням помилок рівнянь криволінійної регресії тривалість ЩТО може бути зрушена в зону менших її значень, що слід враховувати при визначенні переліку операцій і робіт з ЩТО опрацьовуваних моделей і зразків льонозбиральних машин в майбутньому.

Напрямок подальших розвідок, на нашу думку, має бути спрямований на дослідження експлуатаційних станів льонозбиральних комбайнових агрегатів з метою обґрунтування складових експлуатаційного і технологічного регламентів механізованого збирання льону-довгунця.

Література

1. Нормы и нормативы для планирования механизации и электрификации в отраслях АПК / Сост.: М.В. Шахмаев, Ю.И. Юркин; под ред. А.И. Иевлева. – М.: Агропромиздат, 1988. – 591 с.
2. Комплектование машинно-тракторного парка / Баранский А.Н., Бодыль С.Н., Босько В.А., Родов Е.Г. – Минск: Ураджай, 1982. – 94 с.

3. Машини для збирання зернових та технічних культур: [посіб. для підготовки фахівців із напрямку «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва» в аграр. вищ. навч. закл. II – IV рівнів акредитації] / [Колектив авторів]; за ред. В.І. Кравчука і Ю.Ф. Мельника. – Дослідницьке: УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, 2009. – 296 с.

4. Лімонт А.С. Циклограма роботи льонозбирального комбайнового агрегату та його корисне використання / А.С. Лімонт // Наук. вісн. Нац. ун-ту біоресурсів і природокористування України / Редкол.: Д.О. Мельничук (відп. ред.) та ін. – К., 2009. – Вип. 140. – С. 321 – 329.

5. Лімонт А.С. Прогнозування тривалості щозмінного технічного обслуговування льонозбиральних комбайнових агрегатів / А.С. Лімонт // Вісн. аграр. науки. – 2010. – № 9. – С. 36 – 39.

6. Лімонт А.С. Результативність щозмінного технічного обслуговування льонозбиральних комбайнів / А.С. Лімонт // Вісн. Харків. нац. техн. ун-ту с.г. ім. Петра Василенка: проблеми технічної експлуатації машин. – Х., 2011. – Вип. 109. – С. 83 – 90.

7. Лімонт А.С. Статистичне оцінювання щозмінного технічного обслуговування льонозбиральних комбайнів / А.С. Лімонт // Вісн. Харків. нац. техн. ун-ту с.г. ім. Петра Василенка: технічний сервіс машин для рослинництва. – Х., 2012. – Вип. 121. – С. 20 – 28.

8. Лімонт А.С. Теоретичні основи забезпечення працездатності машин: навч. посіб. / Лімонт А.С. – Житомир: Держ. агроколог. ун-т, 2008. – 420 с.

9. Венецкий И.Г. Основные математико-статистические понятия и формулы в экономическом анализе: справ. (математическая статистика для экономистов) / И.Г. Венецкий, В.И. Венецкая. – М.: Статистика, 1979. – 448 с.

Рецензент д.т.н., проф. Л.В. Лось

УДК 621.825

© Р.О. Любачівський, к.т.н., С.Г. Білик, к.т.н., В.І. Диня
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
Р.С. Грудовий
Житомирський національний агроекологічний університет

ТЕХНІЧНІ ЗАСОБИ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ГВИНТОВИХ МЕХАНІЗМІВ З РОЗШИРЕНИМИ ТЕХНІЧНИМИ МОЖЛИВОСТЯМИ

Приведені конструкції технічних засобів для проведення досліджень гвинтових робочих органів транспортно-технологічних систем машин для перероблення сипких матеріалів. Представлена конструкція класифікатора сипких матеріалів для сортування, збагачення, сушіння, транспортування, змішування сипких матеріалів та інші. Розроблена конструкція універсальних пристроїв для заміру конструктивних параметрів шнеків і силових параметрів у автоматичному режимі заміру при транспортуванні сипких вантажів.

ГВИНТОВІ РОБОЧІ ОРГАНИ, ШНЕКИ, СИПКІ МАТЕРІАЛИ, КОНСТРУКТИВНІ СИЛОВІ ПАРАМЕТРИ.

Постановка проблеми Однією із передумов високої конкурентної здатності підприємств є подальше вдосконалення конструктивних параметрів продукції, яка виготовляється, що сприяє зростанню продуктивності праці, покращенню якості продукції, підвищенню ефективності та вимагає принципово нових підходів для створення і використання ресурсоощадних технічних систем.

Гвинтові конвеєри (ГК) застосовуються у різних галузях народного господарства для транспортування та інших операцій, таких, як змішування, подрібнення, зволоження, протруювання та інше. Важливими питаннями проектування і дослідження характеристик ГК є розширення технологічних можливостей, удосконалення конструкцій і розроблення технічних засобів, вироблення технічних рекомендацій і методики їх розрахунку.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Технологічним процесом транспортування і змішування сипких матеріалів присвячені праці Макарова Ю.І. [1], Рогатинського Р.М. [2], Гевко І.Б. [3], та багатьох інших. Однак розроблення технічних засобів і цілий ряд питань, які стосуються дослідження характеристик ГК, для визначення силових, технологічних і конструктивних параметрів, а також

сортування сипких матеріалів і розширення технологічних можливостей їх використання, досліджено не достатньо.

Метою роботи є розроблення технічних засобів дослідження характеристик ГК, їх силових, технологічних і конструктивних параметрів, підготовки відповідних рекомендацій для транспортування сипких матеріалів є актуальною і має важливе значення.

Робота виконується згідно постанови Кабінету Міністрів України «Про розвиток сільськогосподарського машинобудування і забезпечення агропромислового комплексу конкурентоспроможною технікою» на 2010...2015 роки.

Результати дослідження. Гвинтові механізми (ГМ) за рахунок простоти конструкції, надійності в роботі, можливості суміщення різних технологічних операцій знайшли широке використання у різних галузях народного господарства. За різними даними тільки при використанні ГМ для завантажувально-розвантажувальних робіт їх питома вага сягає 40...50% [4]. На рис. 1 і рис. 2 представлена структурна схема ГМ з розширеними можливостями змішування і можливими варіантами їх конструкцій.

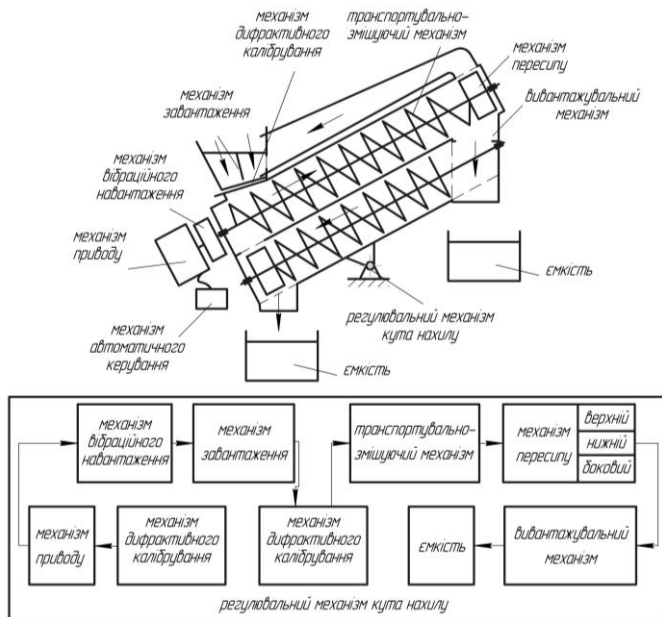


Рис. 1 - Гвинтовий робочий орган

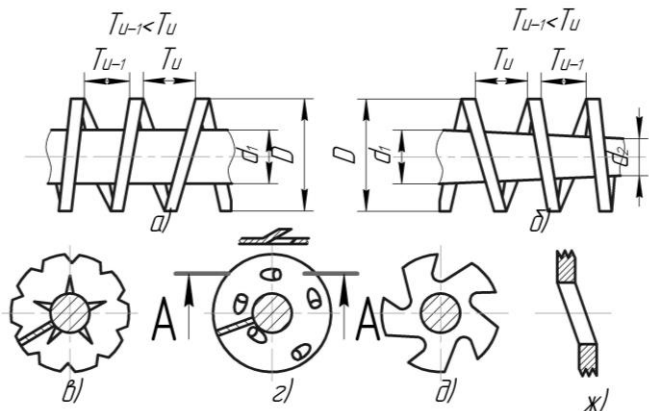


Рис. 2 - Структурна схема гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями: а) циліндричні зі змінними кроками; б) циліндричні з конічними валами; в) подрібнюючі з внутрішніми отворами; д) подрібнюючі; ж) подрібнювач із зовнішніми зубами

На рис. 3 представлено конструкцію класифікатора сипких матеріалів, які потрібні для проведення відповідних досліджень в різних видах їх використання.

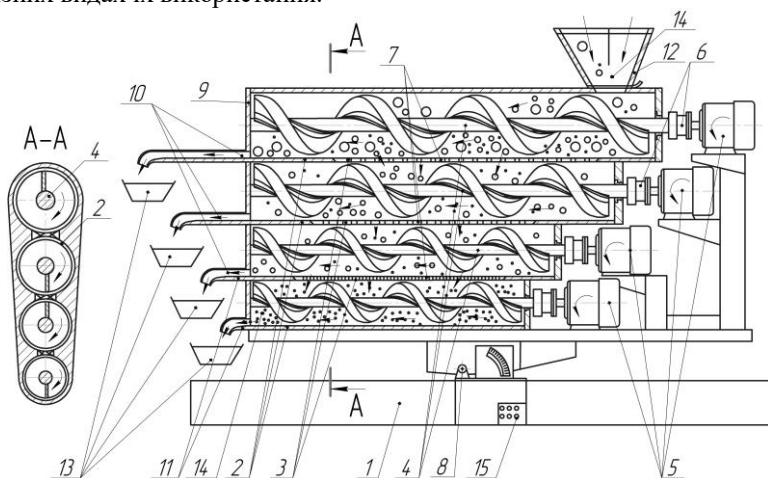


Рис. 3 - Класифікатор сипких матеріалів

Класифікатор сипких матеріалів виконано у вигляді рами 1, в якій кожухи 2 жорстко встановлені до горизонту з дугоподібними ситами 3, які розміщені під гвинтами 4. Причому гвинти розміщені один над одним паралельно в кількості, наприклад, чотири, які мають індивідуальні приводи 5 (електродвигуни) з запобіжними муфтами 6. Дугові сита 3, які розміщені зверху одне над одним виконані з просівними отворами 7 більших розмірів. Механізм повороту 8 виконано у вигляді відомої конструкції з можливістю провертання класифікатора у вертикальній і горизонтальній площинах.

Довжина верхніх гвинтів 4 є більшою від нижніх на один-два кроки гвинта. Ліві кінці гвинтів 4 у торцевій частині є у взаємодії зі спільною вертикальною стінкою 9, осі яких є перпендикулярні до неї і в якій в нижній зоні циліндричних кожухів 2 на проти гвинтів 4 виконані наскрізні отвори 10 максимальних розмірів сипких матеріалів у 2...3 рази більших за них, для вільного їх переміщення по відповідних жолобах 11. Причому нижні жолоби 2 по довжині є меншими верхніх на один-два кроки гвинта 4. Під відповідними жолобами встановлені ємності 13 для збору сипких матеріалів 14 різних фракцій за розмірами. Робота класифікатора сипких матеріалів здійснюється з пульта керування 15.

Робота класифікатора сипких матеріалів здійснюється наступним чином. Сипкий матеріал 14 засипається в бункер 12, включають приводи 5 гвинтів 4. Великі фракції сипких матеріалів переміщують по жолобах 2, а дрібні просипаються вниз по просівних отворах 7 на наступний гвинт 1 і кожух 2 фракції більших розмірів переміщуються по кожуху і відповідними жолобами в ємності 13, а дрібні сипкі матеріали переміщуються в низ на нижній гвинт 4.

До переваг класифікатора відноситься розширення технологічних можливостей і підвищення продуктивності праці і якості продукції.

Універсальний контрольний пристрій для заміру конструктивних параметрів шнеків зображено на рис. 4.

Його виконано у вигляді нижньої плити 1. На якій жорстко закріплена задня вертикальна стійка 2 з шкалою ноніуса 3 і рухомою рамкою 4 з гвинтовим затискним елементом і вимірювальною планкою 5 для заміру зовнішнього діаметра шнека 6. Справа на нижній плиті на направляючих типу ластівчиного хвоста 8 встановлено праву вертикальну стійку 9 для переміщення по довжині нижньої плити для заміру внутрішніх діаметрів шнеків. Для цього використовують вимірювальну планку 10, яка жорстко кріпиться до рухомої рамки 11 і жорстко фіксується гвинтом. Другим упором шнека 6 на нижній плиті

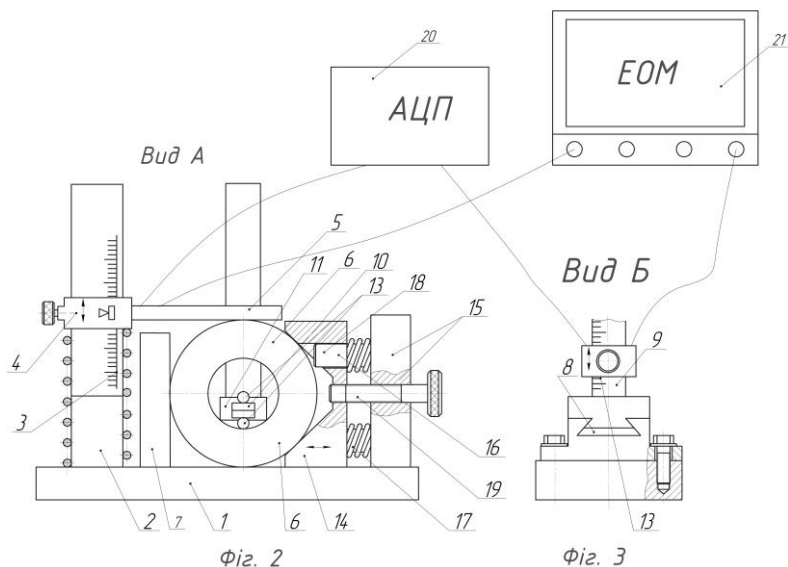


Рис. 4 - Універсальний пристрій для заміру конструктивних параметрів шнеків

1, крім упорної планки 7, з діаметрально протилежної сторони шнека є підтиснута призма 14, яка жорстко закріплена до передньої упорної планки 15, яка жорстко закріплена до нижньої плити 1 і яка є паралельною до задньої упорної планки 7 і яка є у взаємодії з шпильками 16, які встановлені перпендикулярно до осі шнека і які є у взаємодії з пружинами стиснення 17, які жорстко закріплені до підтиснутої призми 14, і підтискують шнек 6 до задньої планки 7 з можливістю осевого переміщення.

Для вільного встановлення шнека 6 для заміру його параметрів підтиснена призма 14 відводиться в сторону за допомогою відтяжного гвинта 19, який жорстко кріпиться до підтискнутої призми 14 і через наскрізний отвір передньої планки 15 виходить на зовні.

Вимірювальна планка 5 і щуп 13 системою каналів з'єднано з аналогового-цифровим перетворювачем 20, а той в свою чергу з комп'ютерною системою 21.

Робота контрольного пристрою для заміру конструктивних параметрів шнеків здійснюється наступним чином. Вимірювальна планка 5 з рухомою рамкою 4, піднімаються вгору а прижимна призма 14 відводиться вправо і в простір під них укладається шнек 6, з якого

необхідно зняти конструктивні параметри. підтиска Після цих підготовчих операцій за допомогою планки 5 і щупа 13 здійснюють замір зовнішнього і внутрішнього діаметрів шнека 6, а за допомогою комп'ютера здійснюється фіксація параметрів і побудова графіків роботи стенда з видачею рекомендацій щодо режимів роботи приводних плоских пасів.

З метою проведення експериментальних досліджень визначення якості та ефективності змішування сипких матеріалів гвинтовим змішувачем з пересипом, встановлення його основних функціонально-експлуатаційних характеристик, на базі створених винаходів спроектовано та виготовлено дослідну установку. З її допомогою були проведені експериментальні дослідження в широких діапазонах частоти обертання 56...340 об/хв. та зміни кута нахилу гвинтового змішувача з отриманням даних з використання у персонального комп'ютера (рис. 5).



Рис. 5 - Загальний вигляд дослідної установки: а – гвинтового змішувача з пересипом; б – експериментальна апаратура

Конструкція дослідної установки включає гвинтовий змішувач з пересипом, який приводиться в рух з персонального комп'ютера (ПК) через перетворювач частоти (серії Altivar), трифазного асинхронного електродвигуна (АИР90L4У3) давача частоти обертання вала двигуна (Е40S6-10Z4-6L-5).

Для роботи експериментальної апаратури використовувалась програма Power Suite для налаштування перетворювачів частоти серії Altivar, в якій проводився вибір тих характеристик, які необхідні були при проведенні експериментів згідно розробленої методики проведення випробувань. У процесі проведення випробувань вони відображаються на моніторі ПК у вигляді табличних даних та

графічних залежностей у процентному співвідношенні до номінальної потужності із наперед заданою частотою. Завдяки програмі Power Suite також здійснювався вибір необхідної частоти обертання вала двигуна і напрям його обертання. Частота обертання задавалась у вікні осцилографа в ПК у вигляді кратних чисел 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12 Гц, що відповідало відповідній швидкості обертання шнека змішувача відповідно 56.8, 85.2, 113.6, 142, 170.4, 198.8, 227.2, 255.6, 284, 312.4, 340.8 об/хв.

Розроблено і виготовлено стенд для дослідження характеристик гвинтових конвеєрів для транспортування і змішування сипких матеріалів з різними технологічними схемами пересипу і для визначення енерговитрат в залежності від крутного моменту і величини травмування насіння.

Висновки: На основі проведених досліджень можна зробити висновки, що розроблені конструкції технічних засобів для проведення досліджень гвинтових конвеєрів для транспортування і змішування сипких матеріалів, до яких відносяться класифікатор сипких матеріалів для їх розділення на фракції установка для дослідження силових параметрів технологічних процесів через розхід електроенергії і пристроїв для заміру конструктивних параметрів шнеків з використанням комп'ютерних систем.

Література

1. Макаров Ю.И. Апарат для смишиванивання сипучих матеріалів. – М.: Машиностроения, 1973. – 216 с.
2. Рогатинський Р.М. та інші. Змішувач кормів // Збірник наукових праць НАУ “Механізація сільськогосподарського виробництва”. Т.7 – К.: Видавництво НАУ, 2000 р. – С. 156-159.
3. Гевко І.Б. Гвинтові механізми машин. Тернопіль: ТНТУ, 2008. – 307с.
4. Гевко Б.М., Рогатинський Р.М та інші. Механізми з гвинтовими пристроями. – Львів: Світ, 1993. – 208 с.

Рецензент д.т.н., проф. Б.М. Гевко

УДК 539.3

© О.В. Максимович, д.т.н.; Т.В. Іванюк
Луцький національний технічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ ЗАЛИШКОВИХ НАПРУЖЕНЬ У ОРТОТРОПНИХ ПЛАСТИНКАХ НА ОСНОВІ ТЕОРЕТИКО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО МЕТОДУ

У статті розроблено методику визначення залишкових напружень у ортотропних пластинках на основі теоретико-експериментального методу Я.С. Підстригача і В.А. Осадчука. Виконано дослідження залишкових напружень у смугі із поперечним зварним швом залежно від ширини зони пластичності.

ОРТОТРОПНІ ПЛАСТИНКИ, ПЛАСТИЧНІ ДЕФОРМАЦІЇ, ЗАЛИШКОВІ НАПРУЖЕННЯ, СМУГА

Постановка проблеми. Залишкові напруження, які виникають в процесі зварювання та проведенні різних технологічних операцій в елементах конструкцій часто сумірні із напруженнями від експлуатаційних навантажень. Тому їх необхідно враховувати в розрахунках на міцність і довговічність конструкцій. Визначення залишкових напружень є достатньо складною, нелінійною задачею, в зв'язку з чим вона залишається недостатньо вивченою в літературі.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В літературі широко використовується теоретико-експериментальний метод, який запропоновано в роботах Підстригача Я.С. і Осадчука В.І. [4-6], що зводиться до розв'язування деяких задач теорії пружності та додатково використовує експериментальні дані. Такий підхід особливо перспективний при розгляді пластинок складної форми, пластинок із отворами, тріщинами і. т. д.

Мета дослідження. Визначення залишкових напружень у ортотропних і ізотропних пластинках із прямолінійним зварним швом.

Результати досліджень. Згідно теоретико-експериментального методу Підстригача Я.С. і Осадчука В.І. залишкові деформації описують функціями, що містять довільні сталі, які далі визначаються на основі знайдених із експериментальних замірів деформацій або напружень. Прийmemo, що в ортотропній пластинці відомі залишкові (початкові) деформації $\varepsilon_x^0, \varepsilon_y^0, \gamma_{xy}^0$ та межа пластинка вільна від навантаження.

Використовуючи закон Гука [2, 5], маємо співвідношення

$$\varepsilon_x = \varepsilon_x^0 + \frac{\sigma_x}{E_x} - \nu_{xy} \frac{\sigma_y}{E_y}, \varepsilon_y = \varepsilon_y^0 + \frac{\sigma_y}{E_y} - \nu_{yx} \frac{\sigma_x}{E_x}, \gamma_{xy} = \gamma_{xy}^0 + \frac{1}{G_{xy}} \tau_{xy}, \quad (1)$$

де $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \gamma_{xy}$ – повні деформації, $E_x, E_y, G_{xy}, \nu_{xy}, \nu_{yx}$ – технічні сталі матеріалу.

Для запису основних рівнянь використаємо умови сумісності деформацій

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_y}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 \gamma_{xy}}{\partial x \partial y} = 0, \quad (2)$$

та рівняння рівноваги

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} = 0. \quad (3)$$

Розглянемо пластинку з прямолінійним зварним швом, що розмішений вздовж осі Oy . Залишкові (початкові) деформації для цього випадку в літературі приймають відмінними від нуля при $|x| < d$ у вигляді

$$\varepsilon_x^0 = C_x f(x), \varepsilon_y^0 = C_y f(x), \gamma_{xy}^0 = 0, \quad (4)$$

де $f(x)$ – відома функція, C_x, C_y – сталі, d – ширина пластичної зони. Зокрема, в [4] приймали

$$f(x) = 1 + a_0 \left(\frac{x}{d}\right)^2 - (3 + 2a_0) \left(\frac{x}{d}\right)^4 + (2 + a_0) \left(\frac{x}{d}\right)^6, \quad (5)$$

де a_0 – стала, яка лежить на проміжку $[0, 2]$. В даному випадку у опис початкових деформацій входять чотири параметри d, a_0, C_x, C_y , які необхідно визначити так, щоби знайдені розрахунковим і експериментальними методами напруження мало відрізнялись між собою.

У літературі вибирались також і інші задання для розподілу початкових деформації. Зокрема, часто використовують більш просту формулу $f(x) = 1 - x^2 / d^2$.

Розв'язок задачі зобразимо у вигляді суми часткової та корегувальної складових.

Частковий розв'язок. За частковий розв'язок приймемо $\sigma_x^{(1)} = 0, \varepsilon_y^{(1)} = 0, \tau_{xy}^{(1)} = 0, \gamma_{xy}^{(1)} = 0$. Тоді з другої формули (1) маємо $\sigma_y^{(1)} = -E_y \varepsilon_y^0$, а далі з першої формули знаходимо $\varepsilon_x^{(1)} = \varepsilon_x^0 + \nu_{xy} \varepsilon_y^0$.

Таким чином, отримуємо частковий розв'язок для напружень і деформацій у вигляді:

$$\sigma_x^{(1)} = 0, \sigma_y^{(1)} = -E_y C_y f(x), \tau_{xy}^{(1)} = 0, \quad (6)$$

$$\varepsilon_x^{(1)} = (C_x + \nu_{xy} C_y) f(x), \varepsilon_y^{(1)} = 0, \gamma_{xy}^{(1)} = 0. \quad (7)$$

Безпосередньою перевіркою можна переконатись, що напруження (6) задовольняють рівняння рівноваги (3), а деформації (7) – рівняння сумісності (2).

Переміщення знаходимо інтегруванням деформацій (7)

$$u^{(1)} = (C_x + \nu_{xy} C_y) \int f(x) dx, v^{(1)} = 0.$$

Запишемо напруження, що відповідають частковому розв'язку на довільних площинках

$$\sigma_n^{(1)} = \sigma_y^{(1)} \sin^2 \alpha, \sigma_t^{(1)} = \sigma_y^{(1)} \cos^2 \alpha, \tau_{nt}^{(1)} = \sigma_y^{(1)} \sin \alpha \cos \alpha, \quad (8)$$

де α – кут між віссю Ox і перпендикуляром до площинки.

Звідси знаходимо вектор напружень, що відповідає частковому розв'язку на границі області, яку займає пластинка

$$N^{(1)} = \sigma_y^{(1)} \sin^2 \gamma, T^{(1)} = \sigma_y^{(1)} \sin \gamma \cos \gamma, \quad (9)$$

де γ – кут між нормаллю до границі і віссю Ox , $N^{(1)}$ і $T^{(1)}$ – нормальна і дотична проекції вектора напружень до границі. Зазначимо, що

$$N^{(1)} + iT^{(1)} = -E_y C_y \sin \gamma (\sin \gamma + i \cos \gamma) f(x).$$

Корегувальний розв'язок. Розглянемо детальніше випадок пластинки з вільною від навантаження межею. Тоді для знаходження корегувального розв'язку необхідно розглянути задачу теорії пружності для заданої пластинки, до границі якої прикладено знайдені вище зусилля з протилежним знаком $N = -N^{(1)}, T = -T^{(1)}$.

Позначимо напруження, які відповідають корегувальному розв'язку через $\sigma_x^K, \sigma_y^K, \tau_{xy}^K$. Тоді залишкові напруження в пластинці будуть

$$\sigma_x = \sigma_x^K, \sigma_y = -E_y C_y f(x) + \sigma_y^K, \tau_{xy} = \tau_{xy}^K.$$

Визначення напружень у ортотропних пластинках.

Знаходження корегувального розв'язку зводиться до розгляду випадку, коли прикладені зусилля до границі пластинки є розподіленими і рівними $N + iT$. Прийемо, що відомий вираз для комплексних потенціалів Лехніцького для пластинки з вільною межею, яка навантажена системою самозрівноважених сил (X_k, Y_k) , прикладених у точках (x_k, y_k) , $k = 1, \dots, K$. Запишемо ці потенціали у вигляді [1]:

$$\Phi(z_1) = \sum_{k=1}^K \Phi_0(z_1, x_k, y_k, X_k, Y_k), \Psi(z_2) = \sum_{k=1}^K \Psi_0(z_2, x_k, y_k, X_k, Y_k), \quad (10)$$

де $\Phi_0(z_j, x_k, y_k, X_k, Y_k)$, $\Psi_0(z_2, x_k, y_k, X_k, Y_k)$ – відомі функції, $z_j = x + s_j y$, s_j – корені характеристичного рівняння [1, 2].

Значимо, що ці функції відомі для півплощини, пластинки із еліптичним отвором, параболічним вирізом і ін. [2]. Для знаходження цих функцій у випадку областей складної форми можуть бути використані числові методи [1, 2].

Тоді комплексні потенціали, що відповідають розподіленому навантаженню на дузі AB будуть

$$\begin{aligned} \Phi(z_1) &= \int_{AB} \Phi_0(z_1, \alpha(\theta), \beta(\theta), X(\theta), Y(\theta)) ds, \quad \Psi(z_2) = \\ &= \int_{AB} \Psi_0(z_2, \alpha(\theta), \beta(\theta), X(\theta), Y(\theta)) ds. \end{aligned} \quad (11)$$

Тут прийнято, що рівняння границі записано в параметричному вигляді $z = \alpha(\theta) + i\beta(\theta)$, $0 < \theta \leq 2\pi$, причому $z = x + iy$, $ds = s'(\theta)d\theta$, $s'(\theta) = |\omega'(\theta)|$. Значимо, що має місце взаємозв'язок $X + iY = -i(N + iT)dz/ds$.

Ці потенціали у внутрішніх точках пластинки, для яких підінтегральні функції є гладкими, можуть бути обчислені з використанням відомих квадратурних формул. Використовуючи квадратурну формулу прямокутників, яка для періодичних гладких функцій є підвищеною точності, маємо

$$\begin{aligned} \Phi(z_1) &= h \sum_{n=1}^M \Phi_0(z_1, \alpha(\theta_n), \beta(\theta_n), X(\theta_n), Y(\theta_n)) s'(\theta_n), \\ \Psi(z_2) &= h \sum_{n=1}^M \Psi_0(z_2, \alpha(\theta_n), \beta(\theta_n), X(\theta_n), Y(\theta_n)) s'(\theta_n), \end{aligned}$$

де $h = 2\pi/M$, $\theta_n = nh$, $s'(\theta) = |\omega'(\theta)|$.

При знаходженні напружень на межі пластинки необхідно обчислювати інтеграли типу Коші, для яких можуть бути використані відомі квадратурні формули [1].

Визначення напружень у ізотропних пластинках. Прийmemo, що відомі вирази для комплексних потенціалів Мусхелішвілі для пластинки з вільною від навантаження межею, яка навантажена системою самозрівноважених сил (X_k, Y_k) , прикладених в точках z_k , $k = 1, \dots, K$. Запишемо ці потенціали у вигляді [3]:

$$\Phi(z) = \sum_{k=1}^K \Phi_0(z, z_k, X_k, Y_k), \quad \Psi(z) = \sum_{k=1}^K \Psi_0(z, z_k, X_k, Y_k),$$

де $\Phi_0(z, z_k, X_k, Y_k)$, $\Psi_0(z, z_k, X_k, Y_k)$ – відомі функції.

Тоді комплексні потенціали, що відповідають розподіленому навантаженню на дузі AB будуть ($t \in AB$)

$$\Phi(z) = \int_{AB} \Phi_0(z, t, X(t), Y(t)) ds, \quad \Psi(z) = \int_{AB} \Psi_0(z, t, X(t), Y(t)) ds. \quad (12)$$

Використовуючи квадратурні формули прямокутників, які для періодичних гладких функцій є підвищеною точності, маємо

$$\Phi(z) = h \sum_I^M \Phi_0(z, t_n, X(t_n), Y(t_n)) s'(\theta_n),$$

$$\Psi(z) = h \sum_{n=1}^M \Psi_0(z, t_n, X(t_n), Y(t_n)) s'(\theta_n),$$

де $h = 2\pi/M$, $\theta_n = nh$, $t_n = \omega(\theta_n)$, $s'(\theta) = |\omega'(\theta)|$.

При знаходженні напружень на межі отвору достатньо обчислити тільки функцію Φ .

Підінтегральна функція в околі точки t прикладання зосередженої сили (X, Y) на границі має особливість вигляду

$$\Phi_0(z, t, X, Y) \sim \frac{(X + iY)}{2\pi(t - z)}.$$

Тому інтеграл (12) має вигляд

$$\Phi(z) = \int_{AB} \left[\frac{N + iT}{2\pi i(t - z)} + F(t, z) \right] dt, \quad (13)$$

де F – регулярна функція на проміжку інтегрування. Для знаходження напружень на границі використаємо формулу

$$\sigma_\theta + N = 4 \operatorname{Re} \Phi(z).$$

Спрямуємо у формулі (11) точку z до границі. Використовуючи тоді формулу Племеля–Сохоцького, отримуємо

$$\sigma_\theta = N + 4 \operatorname{Re} \tilde{\Phi}(z),$$

де в функції $\tilde{\Phi}(z)$ інтеграл Коші розглядається в сенсі головного значення. Підінтегральна функція містить ядро типу Коші, причому цей інтеграл розглядається в сенсі головного значення.

Результати розрахунків. Розглянемо ізотропну смугу $-H < y < 0$ із залишковими деформаціями

$\varepsilon_x^0 = -C_x(1 - x^2/d^2)$, $\varepsilon_y^0 = -C_y(1 - x^2/d^2)$, які виникають при зварюванні ($C_y > 0$).

Виконано розрахунки залишкових напружень при $x=0$, $-H/2 < y < 0$ залежно від ширини зони розподілу початкових деформацій. Кривим 0,...,5 відповідають значення віднесених до EC_y напружень в перерізах $y/H = -0,1j$, при $d/H = 0,05$, $j=0, 1, 2, 3, 4, 5$.

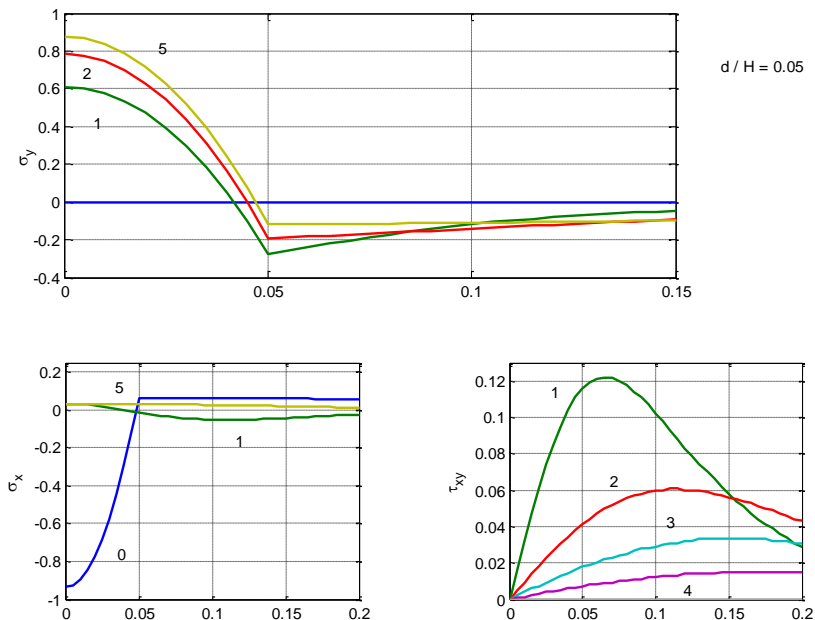


Рис. 1 - Розподіл відносних залишкових напружень при $d/H = 0,05$

Аналогічні результати для $d/H = 0,25; 0,5$ наведено на рис. 2, 3.

На основі наведених рисунків можна зробити наступні висновки: максимальні залишкові напруження σ_y досягаються на серединній лінії смуги; ці напруження є розтягальними в центральному перерізі $x=0$ і стискувальними в перерізах $x = \pm d$; напруження σ_y в центрі ($x=0, y = -H/2$) зменшуються при збільшенні ширини зони, в якій розміщені пластичні деформації; поздовжні напруження σ_x є максимальними і стискувальними на межі смуги.

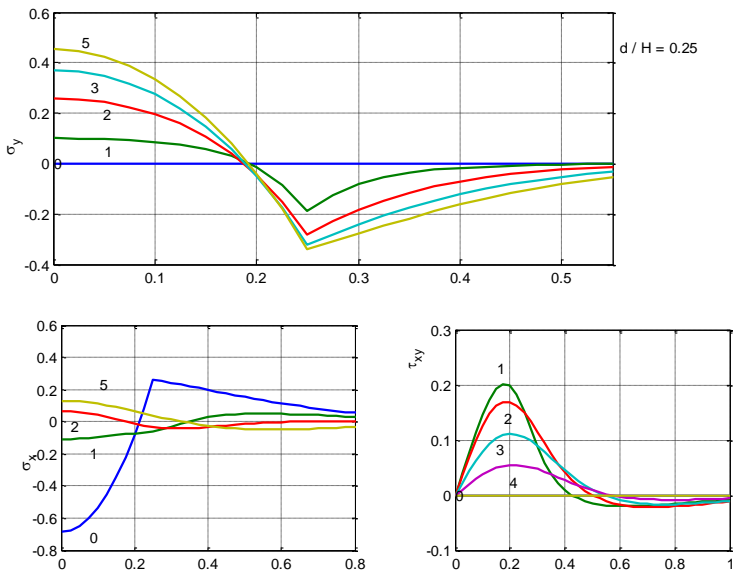


Рис. 2 – Розподіл відносних залишкових напружень при $d/H = 0,25$

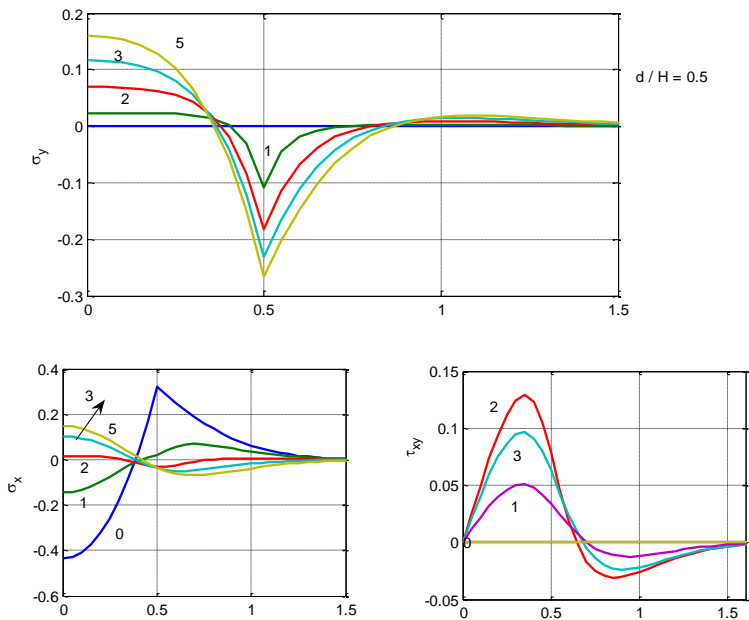


Рис. 3 – Розподіл відносних залишкових напружень при $d/H = 0,5$

Висновки. Розроблено числово-аналітичний алгоритм визначення залишкових напружень у ортотропних і ізотропних пластинках із прямолінійним зварним швом. Виконано дослідження залишкових напружень у смузі із поперечним зварним швом. Встановлено характерні особливості в розподілі залишкових напружень залежно від ширини зони пластичної деформації.

Література

1. Божидарнік В.В. Пружна та гранична рівновага анізотропних пластинок з отворами і тріщинами: Монографія / В.В. Божидарнік, О.В. Максимович. – Луцьк: ЛДТУ, 2003. – С. 226.
2. Космодамианский А.С. Напряженное состояние анизотропных сред с отверстиями или полостями / А.С. Космодамианский. – Киев-Донецк: Вища школа, 1976. – С. 200.
3. Мусхелишвили Н.И. Некоторые основные задачи математической теории упругости / Н.И. Мусхелишвили. – М.: Наука, 1966. – С. 708.
4. Осадчук В. Визначення залишкових напружень у зварному стиковому з'єднанні двох прямокутних пластин / В. Осадчук, Ю. Токовий // *Машинознавство*. – 2005. – № 9/99. – С. 3-9.
5. Осадчук В.А. Напряженно-деформированное состояние и предельное равновесие оболочек с разрезами / В.А. Осадчук. – К.: Наук. думка, 1985. – С. 224.
6. Підстригач Я.С. Вибрані праці / Я.С. Підстригач. – Київ: Наук. думка, 1995. – С. 460.

УДК 631.363.2:633.521

© О.В. Назарівський; М.М. Толстушко, к.т.н.; М.Г. Грушецька
Луцький національний технічний університет

АНАЛІЗ УМОВ ЗАХВАТУ І УТРИМАННЯ РУЛОНІВ ПІД ЧАС ПЕРЕВЕЗЕННЯ РУЛОНОВОЗОМ

У даній статті проведено аналіз конструкційно-технологічних схем захвату і утримання рулонів, визначено умови утримання рулонів при перевезенні, розглянуті сили, які діють на захвачений пальцями рулон при різному їх нахил.

РУЛОН, ПЕРЕВЕЗЕННЯ, СИЛА, УТРИМАННЯ, ПАЛЕЦЬ.

Постановка проблеми. Для захвату рулону пальцями необхідно, щоб відстань між пальцями рулоновоза \dot{a}_r була менше діаметра D_p рулону, сила тертя не повинна скочувати рулон вліво, бо він не втримається на пальцях (впаде вниз), що не може бути.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідження рулонної технології збирання льону проводились рядом дослідників [3, 4, 5]. Однак аналіз умов захвату і утримання рулонів пристроєм для транспортування рулонів не проводилось.

Мета дослідження – проаналізувати умови захвату і утримання рулонів під час перевезення рулоновозом.

Результати дослідження. Відстань між пальцями \dot{a}_r (рис. 1) повинна бути менше діаметра D_p рулону. Це досягається, коли центральний кут A_1OA_2 між радіусами A_1O і A_2O , з'єднуючи центр рулону O з точками A_1 і A_2 контакту рулону з пальцями, буде близько 90° . Тоді

$$\begin{aligned}\dot{a}_r &\approx \frac{D_p}{2} \sin 45^\circ + \frac{D_p}{2} \sin 45^\circ, \\ \dot{a}_r &\approx \frac{D_p}{2} \sqrt{2}.\end{aligned}\quad (1)$$

Таким чином, найкращим способом захвату і піднімання рулону пальця пристрою є спосіб, який показаний на (рис. 1), коли рулон лежить на землі і торкається її одною із своїх формуючих циліндра, а вісь рулону паралельна землі і направлена вздовж лінії руху трактора.

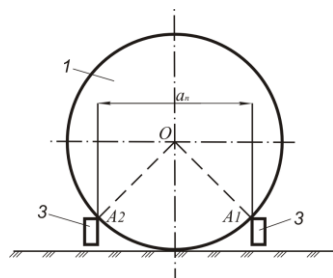


Рис. 1 - Схема для визначення відстані між пальцями рулоновозів:
1 – рулон; 2 – задня стінка; 3 – палець

Для визначення умов утримання рулонів при перевезенні, розглянемо сили, які діють на захвачений пальцями рулон при різному їх нахилі. Такі схеми показані на рис. 2, а, б, в.

При нахилі рулону вниз (рис. 2, а) і нерухомому його положенні відносно пальців пристрою на рулон діє сила його тяжіння G_p і сила реакції пальців.

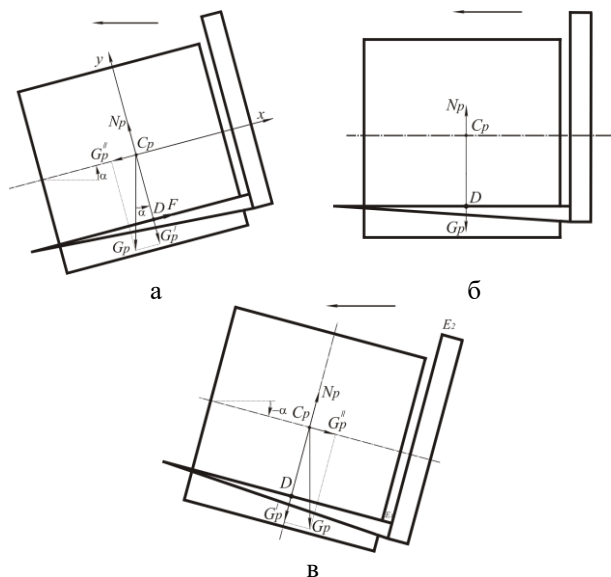


Рис. 2 - Схеми до визначення умов утримання рулонів в розробленому передньому пристрої під час перевезення: а – при нахилі рулону вниз; б – при горизонтальному положенні рулону; в – при нахилі рулону вверх

Сила тяжіння прикладена в центрі мас C_p . Розкладемо силу тяжіння на складові перпендикулярно верхнім лініям пальців і паралельно цим лініям (по вісі рулону). При цьому отримаємо складові сили G'_p і G''_p , рівні $G_p \cos \alpha$ і $G_p \sin \alpha$ де кут α – кут відхилення вісі рулону від горизонталей. Складова G'_p прижимає рулон до пальців, а складова G''_p намагається зсунути рулон вниз (тобто скинути рулон). Цьому заважає сила тертя пальців в рулон.

Окрім сили G_p , на рулон зі сторони пальців діє нормальна сила реакції N_p перпендикулярна верхній лінії пальців, і сила тертя. Для визначення сили N_p спроектуємо діючі сили на вісь y , перпендикулярно вісі рулону і направимо вверх; враховуючи також зрівноваження сил. Тоді отримаємо:

$$\sum Y = -G'_p + N_p = 0; \quad (2)$$

де N_p – рівнодійна сил реакція пальців; прикладена вона в точці D лінії контакту пальців з рулоном і направлена по вісі y вверх (рис. 2, а).

Із (2) знаходимо:

$$N_p = G'_p. \quad (3)$$

Окрім вісі y проведемо і вісь x з початком в центрі мас C_p рулону направлені вверх і вправо, відповідно. Спроектуємо діючі сили на вісь x і врахуємо, що сила тертя пальців в рулон F направлена вправо і вверх та прикладена в точці D . Тоді отримаємо (при рівновазі сил):

$$\sum X = F - G''_p = F - G'_p \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (4)$$

звідки

$$F = G''_p = G'_p \operatorname{tg} \alpha. \quad (5)$$

Враховуючи що сила G'_p притискає рулон до пальців, розрахунок сили тертя F ведемо через цю складову.

Сила тертя F незначна при невеликому куті α , вона утримує рулон від скочування вліво і вниз і знаходяться за формулою (5). При збільшенні кута α сила зростає. Найбільше значення F_{max} сили F рівне $G'_p \operatorname{tg} \varphi_i$, де φ_i – коефіцієнт тертя спокою. Однак, для підтримання подальшого рівномірного руху матеріалу по пальцях потрібна сила, трохи менша як $G'_p \operatorname{tg} \varphi_i$, і рівна $G'_p \operatorname{tg} \varphi_n$, де φ_n – коефіцієнт тертя ковзання, тобто $\varphi_n < \varphi_i$.

На основі викладеного і з врахуванням (5) сила F_{max} рівна:

$$F_{max} = G'_p \operatorname{tg} \varphi_c . \quad (6)$$

Більше сила тертя не може збільшуватися і, якщо складова G''_p більше F_{max} , то під дією різниці сил $G''_p - F_{max}$ рулон буде скочуватись вліво і не втримається на пальцях (впаде вниз), що не може бути.

Враховуючи це, необхідно щоб сила F була менша F_{max} , тобто щоб мала місце нерівність

$$G'_p \operatorname{tg} \alpha < G'_p \operatorname{tg} \varphi_c ,$$

або

$$\alpha < \varphi_c . \quad (7)$$

Таким чином, транспортування рулонів відповідно до схеми на рис. 2, а можливе, але при невеликому куті α . Тому, враховуючи нерівності полів, рулон може скочуватись, тоді краще буде, якщо кут α буде близький нулю. Отже, для запропонованого випадку на рис. 2, а, допустиме значення кута буде $\alpha \leq 3^\circ$.

Значно краще буде забезпечено утримання рулонів при транспортуванні їх по схемам на рис. 2, б і в.

Висновки. При горизонтальному положенні пальців на рулон діють сила тяжіння G'_p , прикладена в центрі тяжіння \tilde{N}_p і направлена вниз (рис. 2, б) та сила реакції N_p , прикладена в точці D верхній лінії рулону і направлена вверх, причому $N_p = G_p$. В цьому випадку сила G''_p (рис. 2, а) рівна нулю і немає сил, які могли б зрушити рулон.

Кращі умови утриманням рулону при перевезенні показані на (рис. 2, в), тут кут α приймає горизонтальне значення. В цьому випадку на рулон окрім сил G'_p і N_p діє складова сили тяжіння рулону G''_p , яка намагається його прижати до стінки $E_1 E_2$, за рахунок чого рулон в повній мірі втримається на розробленому пристрої при перевезенні.

Все вищесказане про перевезення переднім розробленим пристроєм рулону, коли агрегат рухається вліво, справедливо для випадку, коли розроблений пристрій знаходиться позаду трактора і навантажений рулоном, та займає горизонтальне положення (рис. 3, а) з нахилом вниз (рис. 3, б), і з нахилом вверх (рис. 3, в).

В даних схемах найбільш небезпечним є випадок, коли рулон нахилений вниз (рис. 3, б).

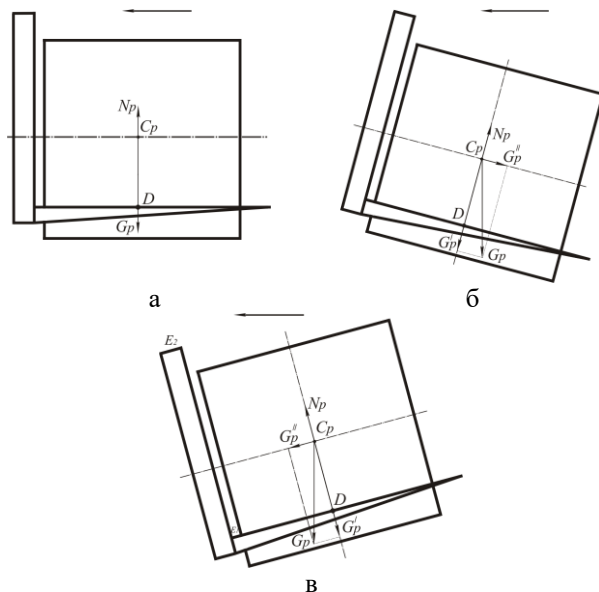


Рис. 3 - Схеми аналізу умов утримання рулонів в розробленому лицьовому пристрої під час перевезення: а – при горизонтальному положенні рулону; б – при нахилі рулону до низу; в – при нахилі рулону вверх

Література

1. Пат. 38857 Україна, МКП А01D 45/06. Пристрій для транспортування рулонів льону / Хайліс Г.А., Назарівський О.В. - №200809046; Заявл. 10.07.2008; Опубл. 26.01.2009. Бюл.№2. – 4 с.
2. Назарівський О.В., Грушецька М.Г. Аналіз механізації збирання на полі рулонів і доставки їх до місця завантаження // Сільськогосподарські машини: 36. наук. Статей. – Вип.18. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2009. – С. 317-320.
3. Войтюк Д.Г., Гаврилюк Г.Р. Сільськогосподарські машини. – Київ, 2004. – С. 263-274.
4. Дідух В.Ф., Дударев І.М., Кірчук Р.В. Збирання та первина переробка льону-довгунця // Монографія. – Луцьк. Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2008. – С. 46-62.
5. Льноуборочные машины / Г.А. Хайлис, Н.Н. Быков, В.Н. Бухаркин и др. – М.: Машиностроение, 1985.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК.631.333.7

© М.М. Поліщук

Луцький національний технічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ ТЯГОВОГО ОПОРУ ЛОЖЕФОРМУВАЧА ПРОМОРОЖЕНИХ САПРОПЕЛІВ

У статті наведенні результати лабораторних дослідів тягового опору різних профілів ложеформувача. Представлені графічні залежності тягового опору від площі поперечного перерізу борозни у сухому та зволоженому ґрунті.

ЛОЖЕФОРМУВАЧ, САПРОПЕЛЬ, ТЯГОВИЙ ОПІР, ГРУНТ.

Постановка проблеми. На сьогодні в Україні постала проблема родючості ґрунтів, в першу чергу, через відсутність органічних добрив та ефективність використання енергоресурсів. У такому випадку, необхідно використовувати нетрадиційні джерела органіки, такі як озерний проморожений сапропель та забезпечити його локальне внесення. Знизити собівартість виробленої продукції, за максимальної механізації виробничих процесів, можна при виборі раціональних параметрів робочих органів, які взаємодіють із сільськогосподарськими матеріалами. До таких відносяться також робочі органи, які взаємодіють з ґрунтом, в тому числі ложеформувачі органічних добрив.

Одним із варіантів вирішення цієї проблеми є поліпшення показників роботи машин шляхом зменшення їх тягового опору, підвищення якості формування необхідного профілю борозни із зниженням тиску на ґрунт у горизонтальній площині. Це є однією з умов, при застосуванні локального внесення органічних добрив та забезпечення отримання високих врожаїв сільськогосподарських культур. При цьому зменшуються непродуктивні втрати потужності двигуна, економляться експлуатаційні матеріали.

Аналіз попередніх досліджень. На різних етапах досліджень, для вимірювання тягового опору робочих органів розглядалися, в першу чергу, різні конструкції динамометрів та динамографів [1, 2, 3]. Відомо також, про велику кількість результатів досліджень, які враховують тяговий опір з врахуванням швидкості переміщення робочого органу. Але дослідження, які вивчають залежності тягового опору від форм та конструкцій ложе формувачів органічних добрив недостатньо.

Метою дослідження. Вивчення закономірності тягового опору ложеформувача озерних проморожених сапропелів від площі поперечного перерізу борозни.

Результати досліджень. За тяговим опором робочих органів машин можна судити про енергоємність процесу обробітку, і тому він є одним з важливих експлуатаційних характеристик.

Досліди проводились у лабораторних умовах на ґрунтовому каналі. У верхній частині каналу розміщені направляючі доріжки, по яких переміщається візок на колесах (рис. 1). До платформи візка, з одного боку передбачено затискну головку для кріплення робочих органів, а з другого – отвір для її з'єднання з динамометром [4]. Робочий орган ложеформувача виконаний у двох варіантах: один з яких в поперечному січені утворює трикутник, а другий за допомогою подовжувачів крил та тяг – може утворювати прямокутник і трапецію (рис. 2).

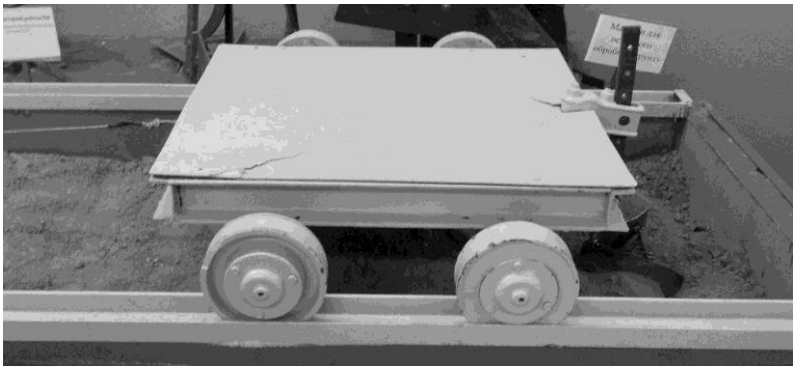


Рис. 1 - Ґрунтовий канал з візком

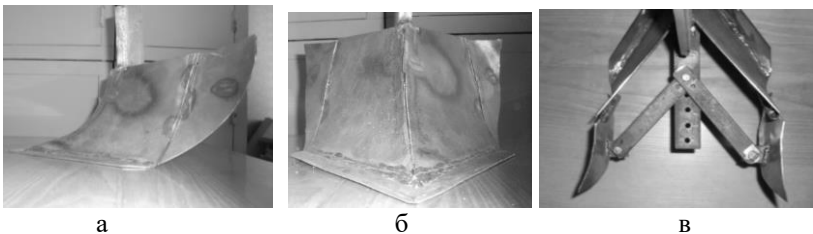


Рис. 2 - Робочий орган, із можливістю змінювати профіль борозни:
а – вигляд збоку; б – вигляд спереду; в – вигляд зверху

Тягову силу вимірювали ваговим терміналом КОДА 3 (рис. 3), до якого було приєднано S-подібний тензометричний силосимірювальний датчик серії SBA (рис. 4).



Рис. 3 - Ваговий термінал КОДА 3

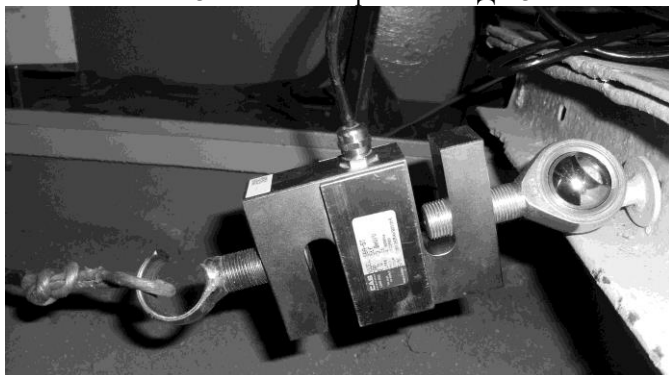


Рис. 4 - S-подібний тензометричний силосимірювальний датчик серії SBA

При проведенні досліджень робочий орган кріпили в затискній головці візка на глибину 5, 10, 15 см. З іншої сторони – встановлювали тензометричний силосимірювальний датчик, який в свою чергу передавав дані на ваговий термінал КОДА 3. Далі з постійною швидкістю від електродвигуна з редуктором переміщали візок. Після встановлення плавного рівномірного ходу знімали покази вагового терміналу. Крім цього, проміряли зрізи у вертикальній площині борозни, її максимальну ширину та глибину для кожного із трьох варіантів ложеформувача. Досліди проводили для сухого у

межах 8...10 % та зволоженого 25...30% ґрунту, у три-кратних повторностях. Визначили середні значення і дані занесли у таблиці 1 та 2. За отриманими результатами будувались графічні залежності (рис. 5 та 6).

Таблиця 1 - Результати дослідів переміщення робочого органу у сухому ґрунті

Шукані величини	варіант 1			варіант 2			варіант 3		
Глибина обробітку, см	5	10	15	5	10	15	5	10	15
Глибина борозни, см	10	11.5	13	8	13.5	14,5	11	15	16,5
Ширина борозни, см	36	38	39	36	44.3	48	40	44	48
Тяговий опір, Н	980	1421	6076	784	1715	7154	1078	1862	7350
Площа поперечного перерізу борозни, см ²	180	218,5	253,5	144	299,02	348	220	330	396

Лежеформував: варіант 1 – профіль прямокутник; варіант 2 – профіль трикутник; варіант 3 – профіль трапеція.

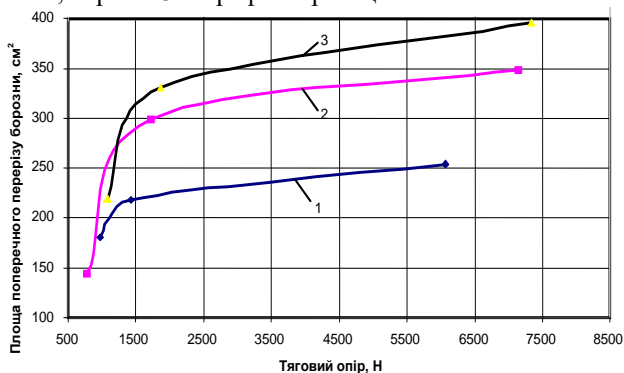


Рис. 5 - Графік залежності тягового опору робочого органу від площі поперечного перерізу борозни у сухому ґрунті за глибини обробітку: 1 – 5 см; 2 – 10 см; 3 – 15 см

Аналіз графіків, представлених на рис. 5, вказують на криволінійні залежності тягового опору робочого органу від площі поперечного перерізу борозни у сухому ґрунті. При цьому, площа поперечного січення робочого органу суттєвої різниці на тяговий опір для даного стану ґрунту не має. Але даний параметр впливає на глибину утвореної борозни. При цьому відхилення від заглиблення робочого органу може бути до 50%. Різниця у ширині утвореної борозни незначна, і становить не більше 6 см. Варто також звернути увагу на тяговий опір при формуванні прямокутної та трапецеподібної борозни. У варіанті 1 він дещо більший на глибині переміщення 5 см. Дане явище пояснюється зростанням сили тертя по боковим поверхням ложе формувача.

Таблиця 2. Результати дослідів переміщення робочого органу у зволоженому ґрунті

Шукані величини	варіант 1			варіант 2			варіант 3		
	5	10	15	5	10	15	5	10	15
Глибина обробітку, см	5	10	15	5	10	15	5	10	15
Глибина борозни, см	11	12,5	14,5	10	14,5	16,5	12,5	14,5	18
Ширина борозни, см	33,5	35	38,5	36	40	49	39	42	50
Тяговий опір, Н	1085	1459	6451	1142	1684	7154	1199	1850	8240
Площа поперечного перерізу борозни, см ²	184,25	218,75	279,1	180	289,5	404,2	246,8	304,5	450

Ложеформувач: варіант 1 – профіль прямокутник; варіант 2 – профіль трапеція; варіант 3 – профіль трикутник.

Аналіз графіків, представлених на рис. 6, також вказують на криволінійну залежність тягового опору робочого органу від площі поперечного перерізу борозни у вологому ґрунті. Дані значення по всіх параметрах відрізняються від попередніх дослідів. Лінійна залежність тягового опору від поперечного січення для обох варіантів ґрунту прослідковується лише на ділянках, коли ложеформувач заглиблювали більше 10 см. Тяговий опір, в свою чергу, в значній мірі не залежить від вологості рихлого ґрунту.

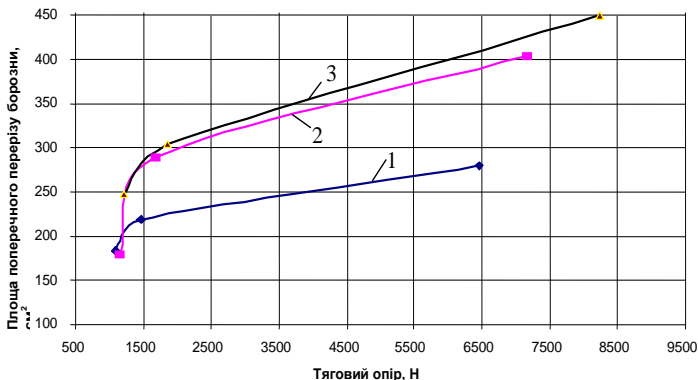


Рис. 6 - Графік залежності тягового опору від площі поперечного перерізу борозни у зволоженому ґрунті за глибини обробітку: 1 – 5 см; 2 – 10 см; 3 – 15 см

Висновки.

1. Можемо стверджувати, що тяговий опір знаходиться в основному в прямолінійній залежності від площі поперечного перерізу запропонованого робочого органу на глибині більше 10 см.

2. Найменший тяговий опір спостерігається в ложеформувачі трикутного профілю, а найбільший – у трапецеподібному при переміщенні в зволоженому рихлому ґрунті.

Література

1. Кукта Г.М. Испытания сельскохозйственных машин / Г.М. Кукта. – М.: Машиностроение, 1964. – 284 с.
2. Высоцкий А.А. Динамометрирование сельскохозйственных машин / Высоцкий. – М.: Машиностроение, 1968. – 284 с.
3. Зоря М.В. Установка для вимірювання тягового опору культиваторної лапи / Науковий вісник ТДАТУ. – Випуск 2. – Том 3. – 2010 р.
4. Конструкція, розрахунок і виробництво СГМ. Методичні вказівки до лабораторних занять для студентів спеціальності «Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва» (6.090200) машинобудівного факультету денної форми навчання. Гунько Ю.Л., Сай В.А. – Луцьк: ЛДТУ, 2004. – 28 с.
5. Позитивне рішення на заявку КМ від 03.10.12 р.: «Спосіб локального внесення твердих добрив», № U201205632.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 629.114.29

© С.О. Поляшенко, к.т.н.

Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. Петра Василенка

О.А. Роляк, к.т.н.

Подільський державний аграрно-технічний університет

Ю.О. Цикалюк к.т.н.

Мирогощанський аграрний коледж

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ВТРАТ ЕНЕРГІЇ ТРАНСПОРТНОГО АГРЕГАТУ ПРИ ПЕРЕМИКАННІ ПЕРЕДАЧ В ТРАНСМІСІЇ З ГІДРОПІДЖИМНИМИ МУФТАМИ

У статті отримана і проаналізована залежність моменту тертя, що виникає в гідропіджимних муфтах зубчатих коліс від часу перемикання і конструкційних особливостей муфт. Побудований графік даної залежності.

БУКСУВАННЯ, ФРИКЦІЙНИЙ ЕЛЕМЕНТ, ПЕРЕДАЧА, МОМЕНТ ТЕРТЯ, ГАЛЬМІВНИЙ МОМЕНТ, ПЕРЕДАЧА, КУТОВА ШВИДКІСТЬ.

Постановка проблеми. При зміні швидкості руху транспортного агрегату, особливо на поворотах, перемикання передач здійснюється при деякому пригальмовуванні трактора без виключення муфти зчеплення. У цьому випадку процес перемикання передач супроводжується інтенсивним буксуванням фрикційних елементів передач, що включаються і вимикаються [1]. Даний процес при виконанні транспортних робіт при підвищенні швидкості продовжується в середньому 0,35 с, при пониженні – (-0,07) с [2].

Мета дослідження. Для збільшення паливної економічності необхідно проаналізувати структуру втрат енергії в трансмісії. Визначимо величину втрат енергії, викликану буксуванням фрикційних поверхонь, при використанні гідропіджимних муфт в механізмах перемикання передач трансмісій.

Аналіз досліджень і публікацій. Дослідження процесу під час переходу з низької передачі на вищу коли зубчасте колесо вищої передачі обертається швидше вихідного валу і тому момент тертя, передаваний на вал, по напрямку співпадає з напрямом кутової швидкості вихідного валу. В цьому випадку справедливо співвідношення аналізоване авторами в роботах [1, 2], а це означає, що крутний момент на вихідному валу збільшується, забезпечуючи кращу

динаміку розгону машини. Цей ефект досліджувався авторами робіт [1, 2], розглядаючи розгін машинно-тракторного агрегату включенням відразу двох передач

Результати дослідження. Розглянемо як приклад найпростішу тривальну коробку передач, обладнану гідропіджимними муфтами (рис. 1).

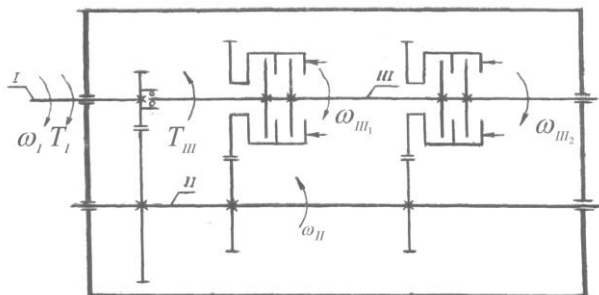


Рис. 1 – Схема коробки передач з гідропіджимними муфтами

Розглянемо процес переходу з вищої на низьку передачу (рис. 2, а) і з низької на вищу передачу (рис. 2, б).

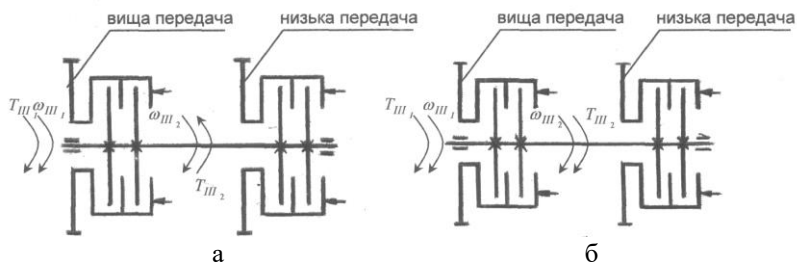


Рис. 2 – Фрагмент кінематичної схеми, що ілюструє перемикання передач: а – з вищої на низьку; б – з низької на вищу

При перемиканні з вищої передачі на низьку відбувається одночасне зниження привідного тиску в гідропіджимній муфті зубчастого колеса вищої передачі і підвищення привідного тиску в гідропіджимній муфті зубчастого колеса низької передачі (див. рис. 2, а). При цьому починається буксування фрикційних поверхонь обох муфт. На вхідному валу коробки передач виникає крутний момент, обумовлений алгебраїчною сумою моментів тертя обох фрикційних муфт:

$$\dot{\vartheta}_{III} = \dot{\vartheta}_{III_1} + \dot{\vartheta}_{III_2} \quad (1)$$

де $T_{ш}$ – крутний момент на вхідному валу коробки передач; $T_{ш_1}, T_{ш_2}$ – моменти тертя, що виникають в гідروпіджимних муфтах зубчастих коліс вищої і низької передач відповідно.

Напряму моменту тертя, передаваного від зубчастого колеса на вхідний вал, залежить від напряму різниці кутових швидкостей валу і зубчастого колеса. В даному випадку зубчасте колесо обертається повільніше, ніж вал. Тому $Q_{o_2} < 0$. Тоді вираз (1) прийме вигляд:

$$Q_o = Q_{o_1} - Q_{o_2}. \quad (2)$$

Оскільки крутний момент, передаваний вихідним валом на низькій передачі більше, ніж на вищій, то $|Q_{o_1}| > |Q_{o_2}|$. Це значить, що $Q_o < 0$ і вихідний вал дає гальмівний момент.

Нас цікавлять втрати енергії, викликані гальмуванням машини під час переходу з вищої передачі на низьку. Зупинимось докладніше на цьому питанні. Залежність моменту тертя у фрикційних муфтах від часу

$$Q_{o_1} = K_1 \rho_{\max} - K_2 \rho_1 = K_1 (\rho_{\max} - \rho_1), \quad (3)$$

$$Q_{o_2} = K_2 \rho_2, \quad (4)$$

де K_1, K_2 – коефіцієнти пропорційності між тиском в приводі і моментом тертя в гідропіджимній муфті; ρ_{\max} – максимальний тиск в приводі; ρ_1, ρ_2 – поточні значення тиску в приводі гідропіджимних муфт відповідних передач.

Передбачимо, що тиск в гідромуфті зубчастого колеса зниженої передачі змінюється згідно із законом

$$\rho_2 = \rho_{\max} \cdot t/t_3, \quad (5)$$

а підвищеної передачі

$$\rho_1 = \rho_{\max} - \rho_{\max} t/t_i = \rho_{\max} (1 - t/t_i), \quad (6)$$

де t_i, t_f – час наростання привідного тиску від 0 до ρ_{\max} і падіння від ρ_{\max} до нуля.

Таки чином, підставляючи (5) і (6) відповідно в (4) і (3), отримаємо:

$$Q_{o_1} = E_1 \rho_{\max} (1 - t/t_i), \quad (7)$$

$$Q_{o_2} = E_2 \rho_{\max} t/t_3. \quad (8)$$

Вираз (2) з урахуванням (7) і (8) прийме вигляд:

$$Q_o = \rho_{\max} [E_1 (1 - t/t_i) - E_2 t/t_3], \quad (9)$$

$$Q_o = \rho_{max} [\dot{A}_1 - (E_1/t_{\dot{c}} + E_2/t_3)t]. \quad (10)$$

Перетворимо вираз (10) до вигляду:

$$Q_o = \rho_{max} \dot{E}_1 [1 - t/t_3 (t_3/t_{\dot{c}} + \dot{A}_2/E_1)]. \quad (11)$$

Слід зазначити, що

$$Q_{o_{1max}} = \rho_{max} K_1, \quad (12)$$

$$Q_{o_{2max}} = \rho_{max} K_2. \quad (13)$$

Розділивши почленно (13) на (12), отримаємо

$$Q_{i_{2max}} / Q_{i_{1max}} = K_2 / K_1. \quad (14)$$

Передавальне відношення від проміжного валу до вихідного на вищій передачі

$$U_{\dot{c}-\dot{i}}^A = Q_{i_{1max}} / Q_{\dot{i}} \cdot 1/\eta_{\dot{c}-\dot{i}}, \quad (15)$$

на низькій передачі

$$U_{\dot{c}-\dot{i}}^2 = Q_{i_{2max}} / Q_{\dot{i}} \cdot 1/\eta_{\dot{c}-\dot{i}}, \quad (16)$$

де $\eta_{\dot{i}-o}$ – ККД зубчастої пари.

Очевидно, що

$$Q_{i_{2max}} / Q_{i_{1max}} = K_2 / K_1 = U_{\dot{c}-\dot{i}}^2 / U_{\dot{c}-\dot{i}}^B. \quad (17)$$

Вираз (11) з урахуванням (17) перетвориться до вигляду:

$$Q_o = \rho_{max} K_1 \left[1 - \frac{t}{t_3} \left(\frac{t_3}{t_{\dot{c}}} + \frac{U_{\dot{c}-\dot{i}}^2}{U_{\dot{c}-\dot{i}}^A} \right) \right]. \quad (18)$$

Графік залежності (18) наведений на рис. 3

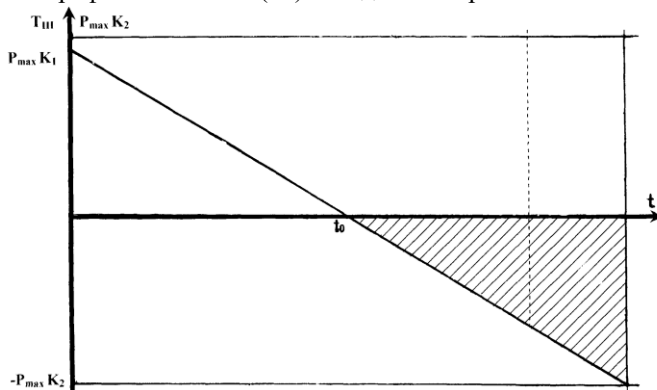


Рис. 3 - Залежність крутного моменту на вихідному валу коробки передач під час переходу з вищої передачі на низьку (заштрихована область отримання гальмівного моменту)

Крутний момент рівний нулю у момент часу (з рівняння (18))

$$t_o = t_s / \left(\frac{t_s}{t_i} + \frac{U_{i-i}^I}{U_{i-i}^A} \right) = I / \left(\frac{1}{t_i} + \frac{1}{t_s} \cdot \frac{U_{i-i}^I}{U_{i-i}^B} \right). \quad (19)$$

На рис. 3 в заштрихованій області виникає гальмівний момент. Дія останнього припиняється після того, як кутова швидкість зубчатого колеса низької передачі стає рівній кутовій швидкості вихідного валу. У цей момент часу гальмівний момент змінює свій знак і стає крутить (див. штрихову лінію на рис. 3). Чим раніше це відбудеться тим менша кількість енергії буде затрачуватись при перемиканні передач з вищої на низьку.

Ці втрати енергії також будуть менше із збільшенням часу t_0 . Останнє можливе із збільшенням часів t_n і t_n . При $t_i = t_i > t_a$ вираз (19) прийме вигляд

$$t_o = t_a / \left(1 + \frac{U_{i-\theta}^I}{U_{i-\theta}^A} \right), \quad (20)$$

де t_θ – час динамічної стадії процесу.

Якщо, $t_n \neq t_n$ то (див. залежність (19) доцільно, щоб $t_n \geq t_n$.

Висновки. Проведений аналіз показав, що величина негативного крутного (гальмівного) моменту, який виникає при перемиканні з вищої передачі на низьку залежить від максимального крутного моменту на вищій передачі і співвідношення часу включення (t_n) і виключення (t_n) гідропіджимних муфт.

Література

1. Ромашат В.А., Новый способ трогания и разгона тракторного агрегата. // Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции молодых специалистов «Повышение технического уровня тракторов и их элементов». – М.: ОНТИ-НАТИ, 1977. – С.18-20.
2. Львовский К.Я. и др. Трогание с места и разгон трактора одновременно на двух передачах // Тракторы и сельхозмашины. –1976. - №2. - С. 8-11.
3. Хайліс Г.А., Коновалюк Д.М. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин. – К.: НМК ВО, 1992. – 320с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 631.35:633.521

© В.С. Пуць, к.т.н., В.Л. Мартинюк, к.т.н.
Луцький національний технічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ ПОТУЖНОСТІ, ПОТРІБНОЇ ДЛЯ ЗДІЙСНЕННЯ ПРОЦЕСУ ПІДРІВНЮВАННЯ СТЕБЕЛ

У статті розглянуто теоретичне визначення потужності, яка затрачається на процес підрівнювання стебел у стрічці льону. В результаті розрахунків подано рекомендації щодо знаходження параметрів та вибору режимів роботи підрівнювального пристрою.

ЛЬОН, СТЕБЛО, СТІЧКА, ПРИСТРІЙ, ПІДРІВНЮВАННЯ, ПОТУЖНІСТЬ

Постановка проблеми. Під час механізованого збирання льону одним з напрямків вирішення проблеми підвищення якості рулонів є впровадження у технологію збирання льону-довгунця додаткової операції – підрівнювання стрічки або клемпідбивання.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для підрівнювання стебел у стрічці відома велика кількість пристосувань та механізмів різного конструктивного виконання та принципів дії. Здійснювалися спроби застосовувати ці пристрої на різних етапах збирання льону, деякі з них практично реалізовані і встановлювалися на збиральних машинах, а деякі залишалися на рівні винаходів та розробок.

З метою зменшення розтягнутості та кривизни стрічки льону під час підбору нами розроблено спеціальний пристрій для її підрівнювання [1, 2], що встановлюється на рулонний прес-підбирач (наприклад, ППП-1,6). Основними робочими органами цього пристрою є: пасовий транспортер 1 (рис. 1) з пальцями 2 для підбору і транспортування стрічки стебел льону 3 на наступний робочий орган (у пресувальну камеру); кулачковий механізм струшування пасів 5 і 6; механізм підрівнювання стрічки (підбійка) 9. Проведені теоретичні та експериментальні дослідження цього пристрою дозволяють стверджувати про ефективність такого підрівнювання. Однак, залишилися не дослідженими та не врахованими енергетичні показники роботи цього пристрою під час виконання ним елементарних операцій – підбору, транспортування, підкидання, підбивання.

Мета дослідження. Теоретично дослідити зміну витрат енергії на здійснення процесу підбивання стебел з врахуванням результатів експериментальних досліджень та реальних умов роботи.

Результати дослідження. Здійснення процесу підрівнювання стебел у стрічці характеризується певними витратами енергії. Енерговитрати, в загальному випадку, визначаються: $P = F \cdot V$, де F – сили опору, які долаються підбійками при переміщенні стебел. Підбійні дошки для здійснення переміщення стебел долають сили тертя F_1 між стеблами і стрічкою транспортера; причому, враховуємо лише ті стебла, які на момент удару знаходяться в проміжку між зонами впливу кулачків, а також сили тертя між цими стеблами, тобто сили опору в середині стрічки – F_2 .

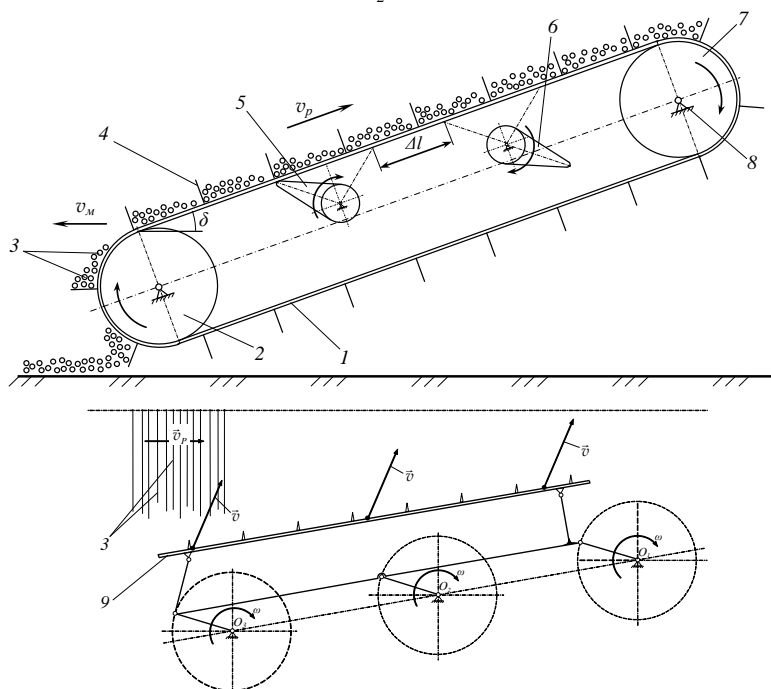


Рис. 1 - Пристрій для підрівнювання стрічки стебел льону (вид збоку):
 1 – транспортер; 2 – барабан; 3 – стебла; 4 – пальці;
 5, 6 – кулачки; 7 – шків ведучий; 8 – рама; 9 – підбійка

Основна маса стебел в момент впливу на них підбійної дошки знаходиться в «підкинутому» стані над поверхнею транспортерної стрічки, тому витрати енергії на подолання сил опору цими стеблами рівні нулю. Цей факт дає можливість значно зменшити витрати енергії у порівнянні з існуючими пристроями.

Визначимо кількість стебел, що поступають на транспортерну стрічку. Якщо позначити густоту стеблостою льону на полі i_0 (шт./м²), а ширину захвату бральної секції льонозбирального комбайна (льонобралки) через B (м), то кількість стебел у стрічці, вистеленій на полі, визначиться:

$$i = B \cdot i_0. \quad (1)$$

Агрегат рухається по полю зі швидкістю v_m (рис. 1), при цьому пальці підбирача рухаються разом зі стрічкою транспортера зі швидкістю v_p і піднімають стебла. Кількість стебел, що поступають на стрічку, визначиться:

$$n_{cm} = B \cdot i_0 \frac{v_m}{v_p}. \quad (2)$$

З урахуванням (2), потужність, потрібна для здійснення процесу підрівнювання стебел у стрічці визначиться:

$$P = (F_1 + F_2) \cdot v \cdot \left[B \cdot i_0 \frac{v_m}{v_p} \Delta l \right], \quad (3)$$

де $F_1 = N \cdot f_1$, $F_2 = N \cdot f_2$, N – нормальна сила реакції пасу на стебло, яка рівна G'' – нормальній складовій сили ваги стебел, які розташовані на ділянці пасу Δl (довжина ділянки транспортера, яка не підлягає впливу кулачків); f_1 – коефіцієнт тертя між стеблами і поверхнею пасу; f_2 – коефіцієнт тертя стебла по стеблу;

v – швидкість руху підбійної дошки.

Отже, маємо:

$$P = G'' (f_1 + f_2) \cdot v \cdot \left[B \cdot i_0 \frac{v_i}{v_p} \Delta l \right]. \quad (4)$$

Визначивши G'' як $m_c \cdot g \cdot \cos \delta$, де m_c – маса стебла, остаточно маємо:

$$P = m_c g \cos \delta (f_1 + f_2) \cdot \left[B \cdot i_0 \frac{v_m}{v_p} \Delta l \right] \cdot v. \quad (5)$$

Враховуючи результати проведених теоретичних та експериментальних досліджень [3, 4], складові виразу (5) матимуть значення, наведені у табл.

Таблиця - Значення параметрів для розрахунку споживаної потужності згідно формули (5)

Позначення	Розмірність	Швидкість руху агрегату									
		$v_m = 0,8 \text{ м/с}$			$v_m = 1,5 \text{ м/с}$			$v_m = 2,5 \text{ м/с}$			
m_c	кг	0,0005									
g	м/с ²	9,81									
δ	град.	30	35	30	35	30	35	30	35		
f_1	–	0,7	0,6	0,7	0,6	0,7	0,6	0,7	0,6		
f_2	–	0,5	0,2	0,5	0,2	0,5	0,2	0,5	0,2		
B	м	1,4									
i_0	шт./м ²	800	1200	2000	800	1200	2000	800	1200	2000	
v_m	м/с	0,8	1,5	2,5	0,8	1,5	2,5	0,8	1,5	2,5	
v_p	м/с	1,5	2,0	2,5	1,5	2,0	2,5	1,5	2,0	2,5	
Δl	м	0,5									

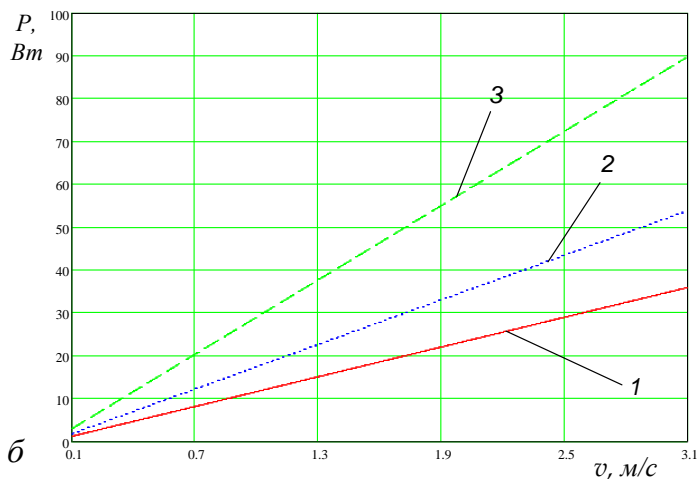
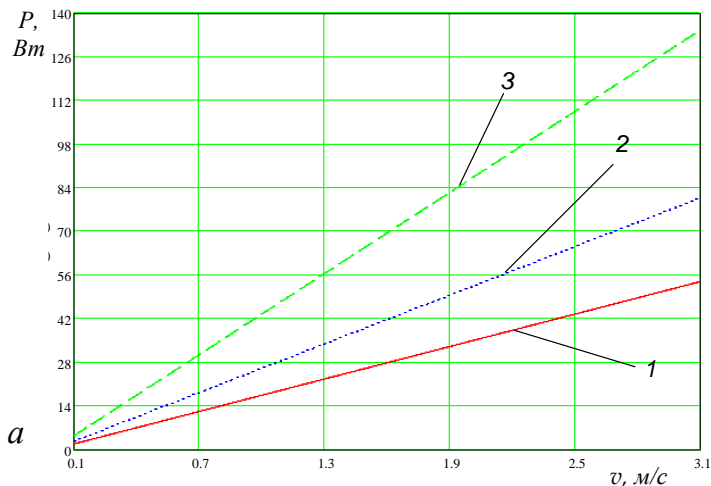
За формулою (5) були виконані розрахунки із застосуванням програми MathCAD 13 і отримані графічні залежності споживаної потужності від швидкості руху підбійки (швидкості підбивання). На рис. 2. представлені лише ті графіки, які відображають зміну потужності в умовах максимальних швидкостей роботи, забезпечуючи максимальну продуктивність агрегату. А саме: швидкість руху агрегату $v_m = 2,5 \text{ м/с}$, швидкість транспортера $v_p = 2,5 \text{ м/с}$ (за такої швидкості транспортера виконується умова не забивання пристрою стеблами).

Висновки. Аналіз отриманих графічних залежностей показав:

1. Найбільші витрати потужності при русі агрегату зі швидкістю 2,5 м/с, швидкості транспортера 1,5 м/с, куті нахилу транспортера до поверхні ґрунту 35° при умові, що густина стебел на полі 2000 шт./м².

2. Енергетичні витрати зменшуються зі зменшенням відносної вологості стебел з 50-52% до 20-22%, в середньому, у 2 рази.

3. До зменшення енергетичних витрат приводить зменшення кута нахилу верхньої вітки транспортера до поверхні ґрунту; тому враховуючи рекомендуємо щоб кут нахилу приймався в межах 30-35°.



1 – $i_0 = 800$ шт./м²; 2 – $i_0 = 1200$ шт./м²; 3 – $i_0 = 2000$ шт./м².

Рис. 2 – Графіки залежності потужності від швидкості руху підбійної дошки при: а – швидкості машини 2,5 м/с, транспортера – 2,5 м/с, куті нахилу транспортера 30° (транспортуються вологі стебла); б – швидкості машини 2,5 м/с; транспортера – 2,5 м/с, куті нахилу транспортера 30° (транспортуються сухі стебла)

Література

1. Пат. 40899 А Україна А01D45/06. Вирівнювач стебел льону/ Г.А. Хайліс, О.О. Налобіна, С.Ф. Юхимчук, В.С. Пуць (Україна). – №2000105790; заявл. 13.10.00; опубл. 15.08.01, Бюл. № 7.
2. Пат. на КМ 928 Україна А01D45/06. Підбирач стрічки льону / О.О. Налобіна, Л.М. Дацюк, В.С. Пуць, Г.А. Хайліс (Україна). – №20001060898; заявл. 30.10.00; опубл. 16.07.01, Бюл. №6.
3. Пуць В.С. Дослідження процесу підрівнювання стрічки льону на пасовому транспортері / В.С. Пуць // Науковий вісник Національного аграрного університету. – К., 2007. – № 115. – С. 66–72.
4. Пуць В.С. Польові випробування підбирача з пристроєм для підрівнювання стебел льону / В.С. Пуць, М.М. Іванкевич // Сільськогосподарські машини: зб. наук. ст. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ. – Випуск 18. – 2009.– С. 392–398.

Рецензент д.т.н., проф. О.О. Налобіна

УДК 631.3:621

© С. Й. Ріпецький, к. т. н.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя;

Р. Й. Ріпецький, к. т. н.

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ОЦІНКА УЗАГАЛЬНЕНИХ ЖОРСТКОСТЕЙ ОПОР ГРЕЙФЕРНИХ НАВАНТАЖУВАЧІВ

Розкрито поняття узагальнених жорсткостей конструкцій опор грейферних навантажувачів. Їх значення визначається експериментальним методом. Статистичну обробку даних здійснено на основі методу найменших квадратів з використанням програми Matlab.

НАВАНТАЖУВАЧ, МОДЕЛЬ, ЖОРСТКІСТЬ, ДОМКРАТ.

Постановка проблеми. Дослідження динаміки машин часто базується на застосуванні теоретичних моделей, які потрібно розробляти з урахуванням реальних фізичних властивостей складових елементів. Особливо це стосується грейферних навантажувачів, які переносять вантажі за допомогою поворотного маніпулятора. Оскільки, покращення їх техніко-економічних характеристик

відбувалось шляхом підвищення вантажопідйомності маніпулятора та збільшення швидкостей руху його ланок, то це призвело в свій час до зростання динамічних навантажень на машину. Одним із найбільш навантажених елементів є опори, на які передаються всі зусилля, що виникають при роботі маніпулятора під час взаємодії та перенесення вантажу.

Попередні дослідження показали, що динамічні навантаження носять коливний характер. Пояснюється це тим, що в механізмах крім жорстких ланок входять пружні елементи, зокрема, гідроциліндри, у порожнинах яких знаходиться замкнена робоча рідина. У такому випадку гідроциліндр здатний деформуватися і накопичувати потенціальну енергію, яка згодом вивільняється. Можна стверджувати, що замкнена робоча рідина гідроциліндра виконує функції гідропружини [1]. А в навантажувачах більшої вантажопідйомності для зменшення динамічних навантажень в опорах введені додаткові амортизатори з пружним елементом. Власне параметри всіх пружних елементів комплексно впливають на динаміку грейферного навантажувача. Тому при розробці теоретичних моделей, що досліджують динаміку, потрібно задати точне значення жорсткостей пружних елементів.

Перевагу при оцінці значень жорсткостей пружних елементів опор надано експериментальним методам безпосередньо на навантажувачі. Отримання значень узагальнених жорсткостей в умовах експлуатаційного навантаження при сумісній роботі всіх пружних елементів навантаження підвищує точність параметрів математичної моделі.

Ці положення узгоджуються із загальними тенденціями дослідження, які запропонували автори роботи [2], де сучасний експеримент виступає не тільки як засіб перевірки адекватності моделі, але й є активним інструментом для визначення параметрів, в даному випадку, жорсткості опор навантажувача.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Розрахункові моделі динамічних процесів складаються із зосереджених мас, що з'єднані пружними елементами, жорсткості яких у більшості випадків, визначаються теоретично [3]. Поняття узагальненої жорсткості введено в роботі [4] для елементів і конструкцій в цілому. Визначення узагальненої жорсткості в даній роботі здійснюється енергетичним методом. У наведених роботах розрахункові моделі мають лінійні характеристики, відповідно жорсткості систем виступають як постійні величини.

Змінна жорсткість пружних елементів приводить до нелінійних характеристик динамічної моделі, що ускладнює її аналіз [5].

Власне в опорах грейферного навантажувача переважають нелінійні характеристики. Нелінійні характеристики має як амортизатор [6], так і гідроциліндр, пружні властивості якого залежать від експлуатаційних умов роботи навантажувача [1].

Таким, чином, значення жорсткостей можуть бути визначені експериментальним шляхом, залучаючи статистичні методи обробки даних [7]. Отримання експериментальних даних пов'язано із замірами переміщень рами під дією зовнішнього навантаження. Абсолютні переміщення рами можна заміряти геодезичними методами. Досвід використання методів геодезичних вимірів при роботі вантажопідійомних машин наведено в роботі [8].

Мета статті. На основі експериментальних даних про роботу навантажувача з маніпулятором подати пружні властивості опор рами у вигляді двох узагальнених жорсткостей – поздовжньої та поперечної і визначити їх значення.

Результати дослідження. Для експериментальної оцінки узагальнених жорсткостей опор грейферних навантажувачів необхідно вирішити комплекс взаємопов'язаних задач – вибрати спосіб навантаження рами, спосіб реєстрації зусиль в опорах та методи заміру переміщень рами. Отримані експериментальні дані потребують статистичної обробки, які планується проводити за допомогою програмних засобів, що підтримують алгоритми методу найменших квадратів (МНК). За отриманою теоретично залежністю визначити значення приведених до узагальнених координат жорсткостей опор.

Експериментальні дослідження були спрямовані на реєстрацію зусиль та переміщень, які дозволяють вирішити поставлене питання з визначення узагальнених жорсткостей. Об'єктом дослідження виступав грейферний навантажувач „Карпатець” з вантажопідійомністю 10000 Н.

Ці навантаження сприймаються опорами, в яких є пружні елементи, внаслідок чого вони деформуються і спостерігається переміщення рами.

Предметом вивчення була рама навантажувача та її опори. В ході експерименту було отримано значення як переміщень рамних шарнірів, так і зусилля під опорами при змінних факторах зовнішнього навантаження.

Перед початком експерименту була прийнята модель грейферного навантажувача на пружних опорах (рис. 1), яка навантажена моментами поперечної $M_{\text{попер}}$ та поздовжньої $M_{\text{позд}}$ дії.

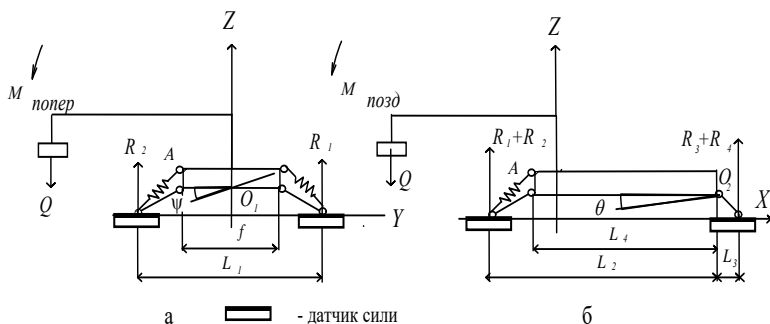


Рис. 1 - Теоретична модель грейферного навантажувача для досліджень жорсткостей: а – поперечної; б – поздовжньої

При цьому вважаємо, що всі пружні властивості має тільки задня опора, і в ході експерименту спостерігаємо лише за переміщенням шарніра A на рамі навантажувача. Передня опора прийнята жорсткою, тому переміщення рами при поздовжніх коливаннях відбувається навколо шарніра O_2 – передньої опори. Таким чином, запропонована модель дозволяє здійснити опис переміщень рами за допомогою двох узагальнених кутових координат поперечного ψ (рис. 1, а) та поздовжнього θ (рис. 1, б) переміщень. При такому підході жорсткість системи було відповідно розбито на поперечну $C_{\text{попер}}$ та поздовжню $C_{\text{позд}}$ жорсткості. Власне значення поперечної та поздовжньої жорсткості потрібно було визначити за даними експерименту.

В ході експерименту навантажувальні моменти ($M_{\text{попер}}$, $M_{\text{позд}}$) утворювали пару факторів (x та y), варіювання яких відбувалось шляхом повороту маніпулятора відносно осі колони, як з вантажем Q , так і без вантажу на максимальному вильоті L_m із зупинкою у строго фіксованих положеннях.

Таких положень було п'ять, всі вони знаходилися в межах робочої зони маніпулятора з горизонтальним кутом повороту від 90° до 270° . Кожне положення давало для експерименту дві пари факторів зовнішнього навантаження x та y ($M_{\text{попер}}$, $M_{\text{позд}}$), тому що досліді проводилися як з вантажем у грейфері, так і без вантажу. Таким чином, всього було зібрано 10 пар факторів x та y зовнішнього навантаження.

Переміщення рами реєструвалися за допомогою геодезичних приладів, а зусилля під задніми та передніми опорами – методами тензометрії.

Реєстрація параметрів проводилася за допомогою тензометричних датчиків сили, які здатні заміряти вертикальні зусилля до 50000 Н. Датчики встановлювалися під опорами навантажувача (рис. 1).

Переміщення рами фіксувалися лазерним променем від нівеліра, встановленим поруч навантажувача на одній висоті з рамними шарнірами. Лазерний промінь падав на розмірну сітку, що була закріплена на рамі в районі шарніра *A*. При переміщеннях рами промінь зміщувався по сітці. Ці переміщення реєструвалися на фотопристрій, і за його зображеннями визначалися вертикальні переміщення рами.

Отримані результати оброблялися в режимі переміщення-навантажувальні моменти.

Експериментальні значення вертикальних реакцій дали змогу обчислити навантажувальні моменти поперечної $M_{\text{попер}}$ та поздовжньої $M_{\text{позд}}$ дії

$$\begin{aligned} M_{i\ddot{r}\ddot{a}\ddot{d}} &= -0,5(R_1 - R_2)L_1 - 0,5(R_3 - R_4)f; \\ M_{i\ddot{r}\ddot{c}\ddot{a}} &= (R_1 + R_2)L_2 - (R_3 + R_4)L_3, \end{aligned} \quad (1)$$

де R_1, R_2, R_3, R_4 – значення тензометричних датчиків сили в опорах навантажувача.

Представимо отримані в ході експерименту вертикальні переміщення точки *A* через прийняті узагальнені координати. Під дією поперечного моменту $M_{\text{попер}}$ переміщення шарніру *A* відбувається відносно точки O_1 і становить $f \cdot \Delta\psi$, аналогічно дія поздовжнього моменту $M_{\text{позд}}$ викликає переміщення відносно точки O_2 , яке обчислюється як $L_4 \Delta\theta$. На основі геометричного співвідношення отримаємо зв'язок між вертикальними переміщенням Δz , яке реєструвалося в ході експерименту, та узагальненими координатами $\Delta\psi, \Delta\theta$:

$$\Delta z_1 = L_4 \Delta\psi + f \Delta\theta, \quad (2)$$

$$\text{де } \Delta\psi = \frac{M_{y_0} + \Delta M_y}{C_{i\ddot{r}\ddot{c}\ddot{a}}} \text{ та } \Delta\theta = \frac{M_{x_0} + \Delta M_x}{C_{i\ddot{r}\ddot{a}\ddot{d}}}.$$

Остаточний зв'язок переміщення – навантаження має вигляд

$$\Delta z_1 = L_4 \frac{M_{i\ddot{r}\ddot{c}\ddot{a}}}{C_{i\ddot{r}\ddot{c}\ddot{a}}} + f \frac{M_{i\ddot{r}\ddot{a}\ddot{d}}}{C_{i\ddot{r}\ddot{a}\ddot{d}}} \quad (3)$$

З точки зору експерименту, рівняння (3) можна інтерпретувати наступним чином. Величина Δz – є функцією відгуку від двох факторів

$$Z = A + Bx + Cy, \quad (4)$$

де фактори x, y відповідно задають моменти $M_{\text{попер}}, M_{\text{позд.}}(\text{Нм})$.

Функція відгуку (4) є рівняння площини у просторі. Задачею дослідження є отримання аналітичного виразу лінійної функцію вигляду (4), тобто знайти невідомі коефіцієнти A, B та C , що задають рівняння площини у просторі.

Обробка даних для знаходження невідомих коефіцієнтів A, B, C здійснювалася в програмі Matlab-7 з використанням модуля Surfer (поверхня).

Для кожного фіксованого положення маніпулятора за показниками датчиків сили розраховувалися згідно формул (1) значення поздовжнього та поперечного моментів, і одночасно вимірювалося величина вертикального переміщення. Таким чином, одній парі факторів зовнішнього навантаження, відповідає певне переміщення рами.

З метою систематизації даних експерименту була розроблена сітка планування (табл.). У перший стовпець сітки занесені значення поздовжніх моментів, а в верхній рядок – поперечних. В клітинки сітки на перетині рядка та стовпця занесені замірні результати переміщень шарніра A . Внесення даних відбувалося в наступній послідовності: для кожної пари $M_{\text{попер}}$ та $M_{\text{позд.}}$ вносилося значення переміщення рами – z , що відповідало власне цій парі зовнішнього навантаження (табл.). Кількість таких результатів становила 10. Інші клітинки сітки залишалися порожніми і значення для них було отримано шляхом інтерполяції даних.

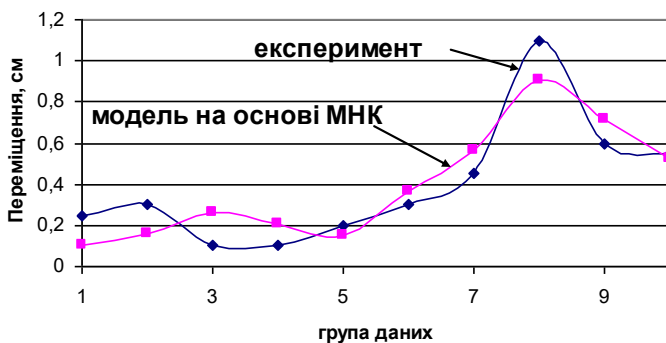


Рис.2 - Результати порівнянь переміщень шарніра A за експериментальними даними з апроксимованою моделлю

Таблиця - Обробка експериментальних даних з використанням модуля Surfer (поверхня) в програмі Matlab-7

Внесення експериментальних даних про переміщення рами, мм							
		Фактор $Y (M_{\text{попер}})$, Нм					
		-61457	-55699	-18457	0	61457
Фактор $X (M_{\text{повзл}})$, Нм	190118			0,2			
	197919						
	208576				0,1		
	233688	0,55					0,3
	259641		0,6				
	295126				1,1		
Лінійна апроксимація переміщень у вигляді поверхні, мм							
		Фактор $Y (M_{\text{попер}})$, Нм					
		-61457	-55699	-18457	0	61457
Фактор $X (M_{\text{повзл}})$, Нм	190118	0,203	0,196	0,147	0,123		0,051
	197919	0,263	0,254	0,205	0,182		0,103
	208576	0,341	0,333	0,284	0,261		0,188
	233688	0,527	0,519	0,471	0,447		0,375
	259641	0,719	0,712	0,664	0,640		0,567
	295126	0,983	0,975	0,927	0,903		0,831

Лінійна інтерполяція даних була здійснена в програмі Matlab за допомогою модуля Surfer. Закладений алгоритм програми працює на основі МНК. В результаті отримано поверхню у просторі, яка подана вигляді дискретних значень (табл.). З іншого боку, це є поверхня у просторі, яка описується рівнянням (4) і є шуканою функцією відгуку.

Програма має можливість, використовуючи МНК, отримати також значення коефіцієнтів рівняння (4) $A = -1,289$ см, $B = 7,4 \cdot 10^{-6}$ см/Нм, $C = -1,29 \cdot 10^{-6}$ см/Нм.

Таким чином, на основі експериментальних даних знайдені коефіцієнти рівняння (4), що встановлює залежність між переміщеннями рами від дії зовнішніх моментів – поздовжнього та поперечного. Знаючи коефіцієнти рівняння (4) можна оцінити значення узагальнених жорсткостей:

$$C_{\text{вд}} = \frac{L}{B} = 61940000 \text{ дд/А і}; \quad C_{\text{поп}} = \frac{f}{C} = 77100000 \text{ дд/А і}.$$

Можливість використання отриманих узагальнених жорсткостей в теоретичних моделях оцінювалось шляхом порівняння значень переміщень шарніра рами A за експериментальними даними з даними рівняння (4). Результати перевірки представлені на рис. 2. Видно, що розбіжність не перевищує 20%, і при цьому узгоджується з експериментом загальна тенденція зміни переміщення.

Висновок. На основі експериментальних даних про роботу навантажувача з маніпулятором отримано теоретичну залежність переміщення рами під дією зовнішнього навантаження, на основі якої визначено узагальнені жорсткості опор. Перевірка показала задовільну збіжність експериментальних та теоретичних даних, що дозволяє стверджувати про можливість подання пружних властивостей опор у вигляді двох узагальнених жорсткостей: поздовжньої та поперечної.

Література

1. Гидропривод сельскохозяйственных машин / Под ред. Немировского И.А. – К.:Техника. 1979. – 139 с.
2. Рибак Т. Триєдина модель пошукового конструювання сільськогосподарських машин /Рибак Т., Бабій А., Ріпецький Є. // Свідоцтво про реєстрацію авторських прав на твір №33031 від 29.04.2010.
3. Назаров Л. В. Динамическая устойчивость коротко-базового погрузчика с бортовой системой поворота [Текст] / Л. В. Назаров, Л. В. Разарёнов // Науковий вісник будівництва. Харків: ХДТУБА, 2009. – Вип. 55. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: www.nbu.gov.ua/portal/natural/Nvb/2009_55/nazarov.pdf
4. Чаюн. І. М. Жорсткість конструкцій та їх елементів [Текст] / І.М. Чаюн. Машиностроение. Технология металлов. Материаловедение. Труды Одесского политехнического университета, 2010. Вып. 1(33) – 2(34) С.10–16 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: www.nbu.gov.ua/portal/natural/Popu/2010_1-2/1-2.pdf

5. Рибак Т. І. Моделювання підвісних систем змінної жорсткості сільськогосподарських причепів [Текст] / Т. І. Рибак, С. Целюк, П. В. Попович // Вісник Харківського національного університету сільського господарства ім. П. Василенка. Проблеми технічної експлуатації машини. Системотехніка і технології лісового комплексу. – Харків, 2010. – Вип. 94. – С.176–182.

6. Ріпецький Р. Й. Статистична лінеаризація пружних параметрів опори рами в математичній моделі навантажувача [Текст] / Р. Й. Ріпецький, Є. Й. Ріпецький // Прикладні задачі математики. Матеріали Всеукраїнської наукової конференції. – Яремче, 2011, – С. 100–102.

7. Рибак Я. Стохастичні процеси та їх систематизація в аналітичних та експериментальних дослідженнях [Текст] / Я. Рибак, Т. Рибак. – ВАТ ТВПК “Збруч”, 2004. – 232 с.

8. Наугольников В. А. Исследование системы «кран - подкрановое сооружение» [Текст] / В. А. Наугольников, А. В. Волков // Машиностроение и техносфера XX века. Сборник трудов XIII международной научно-технической конференции. Том 3. – Донецк, 2006. – С. 98–102.

Рецензент д.т.н., проф. М.І. Підгурський

УДК 631.355.072/1

© О.І. Ракул

Миколаївський національний аграрний університет

МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ВИПРОБУВАНЬ КАЧАНОВІДОКРЕМЛЮВАЛЬНОГО АПАРАТУ БАГАТОФАКТОРНОЇ ДІЇ

Приведено розроблену методика проведення експериментальних досліджень качановідокремлювального апарату багатофакторної дії. Наведено загальний вигляд отриманих математичних моделей.

**МЕТОДИКА, ЛАБОРАТОРНА УСТАНОВКА, ЕКСПЕРИМЕНТ,
ФАКТОРИ, МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ.**

Постановка проблеми. Технологічний процес відокремлення качанів кукурудзи від стебел, в усьому комплексі заходів по збирання кукурудзи на зерно, займає досить значуще положення і впливає на

якісні та кількісні показники зібраного врожаю. Але качановідокремлювальні апарати, які використовуються на сучасних кукурудоззбиральних машинах, за своїми показниками роботи не задовольняють чинними вимогам агротехніки. Тому на кафедрі тракторів та сільськогосподарських машин Миколаївського НАУ був розроблений та теоретично обґрунтований принципово новий качановідокремлювальний апарат [4], принцип дії якого заснований на багатофакторному впливі на плодоніжку. Однак розробка нових робочих органів кукурудоззбиральної техніки передбачає не тільки теоретичне обґрунтування їх конструктивно-кінематичних параметрів, а й проведення повноцінних лабораторних і польових випробувань, які передбачають вибір методики експериментальних досліджень.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Існуючі методики проведення досліджень кукурудоззбиральних машин та їх робочих органів, які були описані раніше в працях П.П. Карлуши, Л.І. Анісімової, К.В. Шатилова, М.В. Туделя [2, 3, 5], стосуються качановідокремлювальних апаратів, розроблених в середині минулого сторіччя і не можуть бути використані для дослідження нового качановідокремлювального апарату з конструктивно новими робочими органами. Це пов'язано з тим, що використані в них прийоми за своєю технічною досконалістю не відповідає сучасним вимогам.

Тому з метою якісного проведення експериментальних досліджень необхідно розробити відповідну методику в якій обов'язково буде використана комп'ютерна техніка для спрощення математичних розрахунків, а також відео та фото зйомка для кращого вивчення досліджуваного процесу.

Метою роботи є розробка методики проведення експериментальних досліджень качановідокремлювального апарату багатофакторної дії, яка виключає необхідність проведення зайвих дослідів та дасть можливість отримати достатню кількість інформації для створення математичних моделей.

Результати досліджень. З метою вирішення поставлених задач в проблемній лабораторії моделювання технологічних процесів кукурудоззбиральних машин Миколаївського НАУ розроблена та виготовлена оригінальна лабораторна установка (рис. 1).

Лабораторна установка складається з рами 1, яка жорстко встановлена на основі 2. На рамі 1 розміщений сегментний безпальцевий різальний апарат 3, з приводом від механізму коливальної шайби 4. За різальним апаратом 3 встановлено два подавальних бітери 5, шнек стебел 6 та вивантажувальний бітер 7. Над останніми закріплений качановідокремлювальний апарат

багатофакторної дії 8 та шнек качанів 9, за яким розміщена похила камера 10 з рядом бітерів 11 і лоток для збирання відокремлених качанів 12.

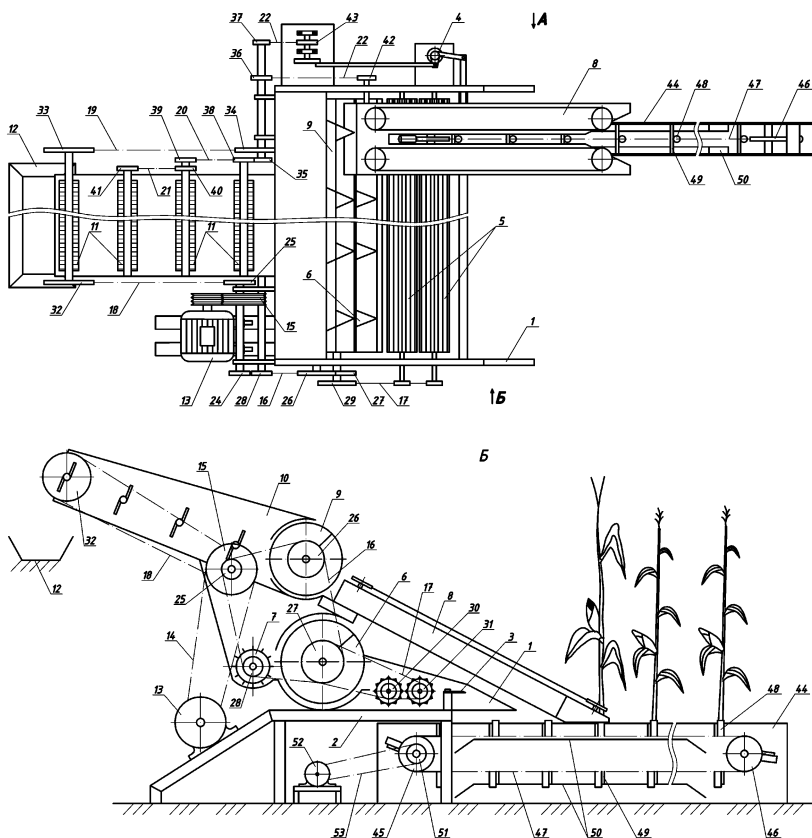


Рис. 1 - Схема лабораторної установки для досліджень технологічного процесу роботи запропонованого качановідокремлювального апарату багатофакторної дії

Привід лабораторної установки здійснюється від електродвигуна 13, закріпленого на основі 2, клинопасовою передачею 14 через шків 15 та ланцюговими передачами 16-23 через зірочки 24-43.

Навпроти робочого простору качановідокремлювального апарату 8 встановлений рухомий рядок стебел 44, який складається з

двох зірочок 45, 46 з'єднаних між собою ланцюгом 47 з трубчатими тримачами 48. З метою забезпечення стійкості подачі стебел кожен тримач 48 обладнаний опірними лапками 49, які рухаються по напрямним 50.

Привід ведучої зірочки 51 рухомого рядка 44 здійснюється від електродвигуна 52 через ланцюгову передачу 53.

Лабораторна установка працює таким чином. Зрізані біля кореню стебла кукурудзи з качанами розміщують в трубчатих тримачах 48. Після певної підготовки стенда до роботи з пульта керування включають спочатку електродвигун 13, який через клинопасову передачу 14 передає обертальний рух шківу 15, на валу якого встановлені додаткові зірочки 24 і 25. Ланцюговою передачею 16, від зірочки 24, передається обертальний рух зірочки 26 шнека качанів 9, зірочки 27 шнека стебел 6 та зірочки 28 вивантажувального бітеру 7. Зірочка 29, яка додатково встановлена на валу шнека стебел 6, через ланцюгову передачу 17 та зірочки 30 і 31, приводить в дію подавальні бітери 5. Зірочка 25, через ланцюгову передачу 18, передає обертальний рух зірочки 32, яка, в свою чергу, обертає вал на якій розташована зірочка 33. Остання приводить в рух розподільчий вал за допомогою зірочки 34 та ланцюгової передачі 19. На розподільчому валі, окрім зірочки 34, встановлені зірочки 35, 36 та 37. Зірочка 35 приводить в рух зірочки 36 та 37 бітерів 11 похилої камери 10 через ланцюгову передачу 20. Додаткова зірочка 38, яка встановлена на одному з бітерів 11, за допомогою ланцюгової передачі 21 обертає зірочку 39. При цьому зірочка 36 розподільчого валу приводить в рух качановідокремлювальний апарат 8 через зірочку 40 та ланцюгову передачу 22, а зірочка 37 через зірочку 41 та ланцюгову передачу 23 приводить в рух механізм коливальної шайби 4 різального апарату 3.

В цей же час з пульта керування включають електродвигун 52, який через ланцюгову передачу 53 та зірочку 51 приводить в рух рухомий рядок стебел 44. При цьому опірні лапки 49 рухаючись по напрямним 50 забезпечують постійну вертикальну орієнтацію стебел.

Стебла, які зайшли в робочий простір качановідокремлювального апарату 8, протягуються пікерними вальцями. В момент контакту стебла з різальним апаратом 3 стебло підрізається і бітерами 5 подається до шнеку стебел 6 де через вивантажувальне вікно бітером 7 виноситься за межі стенду. Відокремленні качани лапками подавальних ланцюгів

транспортуються до шнеку качанів 9, який направляє їх до похилої камери 10 де бітерами 11 вони транспортуються до лотка 12.

В процесі досліджень проводилось визначення факторів, які впливають на хід виконання технологічного процесу роботи запропонованого качановідокремлювального апарату, яке здійснювалося методом експертної оцінки [1] („психологічний експеримент”). Суть якого зводиться до того, що дослідники, які належать до різних шкіл, розташовують фактори, які впливають на хід виконання технологічного процесу відокремлення качанів в послідовності зниження впливу на критерії оптимізації. Після чого будується діаграма ранжування факторів.

При побудові діаграми по вісі абсцис наносилися фактори в порядку пониження їх рангу, а по вісі ординат – суми рангів для відповідного фактора. За допомогою отриманої діаграми була проведена оцінка значимості факторів. У разі нерівномірного убавання діаграми (типу експоненціального розподілу) для подальшого розгляду вибирається лише невелика частина “головних” факторів, а інші виключаються. Якщо виходить діаграми з монолітним убаванням (непевна відмінність між факторами), то в подальшому розгляд слід включити як можна більше число перших факторів. Для визначення факторів, які майже не впливають на технологічний процес, використовувався критерій Стьюдента (t – критерій). Результати перевірки значимості факторів експерименту з отриманням розрахункових значень критерію приведені над стовпцями значень факторів (рис. 2). Порівнявши їх величини з табличними для рівня значимості 0,99 при числі ступенів вільності $f = 11$ ($t_{табл} = 2,201$) з’ясовано, що фактори X_4 , X_6 , X_8 , X_9 можна виключити із подальшого дослідження (так як $|t_{розн}| < t_{табл}$), а гіпотеза про значимість перерахованих факторів не приймається.

Після проведеного аналізу та відкидання перерахованих маловпливових факторів нами була побудована класична діаграма рангів (рис. 3). Значення рівнів рангів проставлені над стовпцями діаграми.

Проведений аналіз експертної оцінки та їх статистичної обробки дозволив заключити, що найбільший вплив на хід і якість виконання технологічного процесу мають наступні чотири фактори: кут нахилу стріперної пластини X_2 ; частота обертання протягувальних вальців X_5 ; швидкість руху прогумованої стрічки X_{10} ; зусилля притискання прогумованої стрічки притискними барабанами X_{12} .

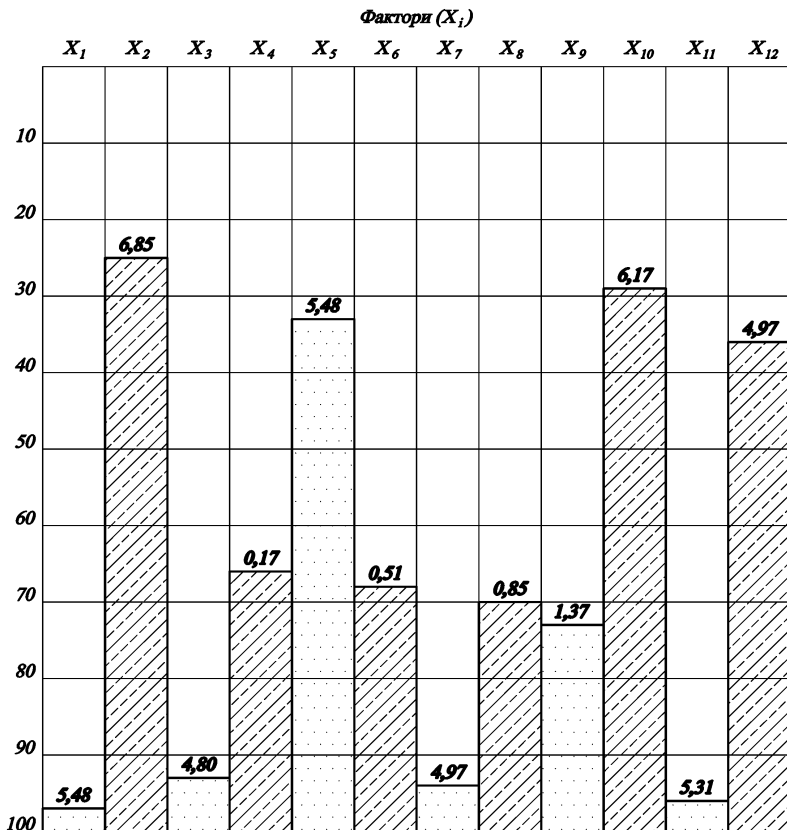


Рис. 2 - Діаграма ранжування факторів, які впливають на якість роботи до статистичної оцінки їх значимості. Фактори:

X_1 – величина подачі рослин;

X_2 – кут нахилу стріперної пластини;

X_3 – відстань між стріперними пластинами;

X_4 – кут нахилу протягувальних вальців до горизонту;

X_5 – частота обертання протягувальних вальців;

X_6 – довжина протягувальних вальців;

X_7 – діаметр протягувальних вальців по кінцях рифів;

X_8 – кількість рифів;

X_9 – відстань між центрами протягувальних вальців;

X_{10} – швидкість руху прогумованої стрічки;

X_{11} – ширина прогумованої стрічки;

X_{12} – зусилля притискання прогумованої стрічки барабанами

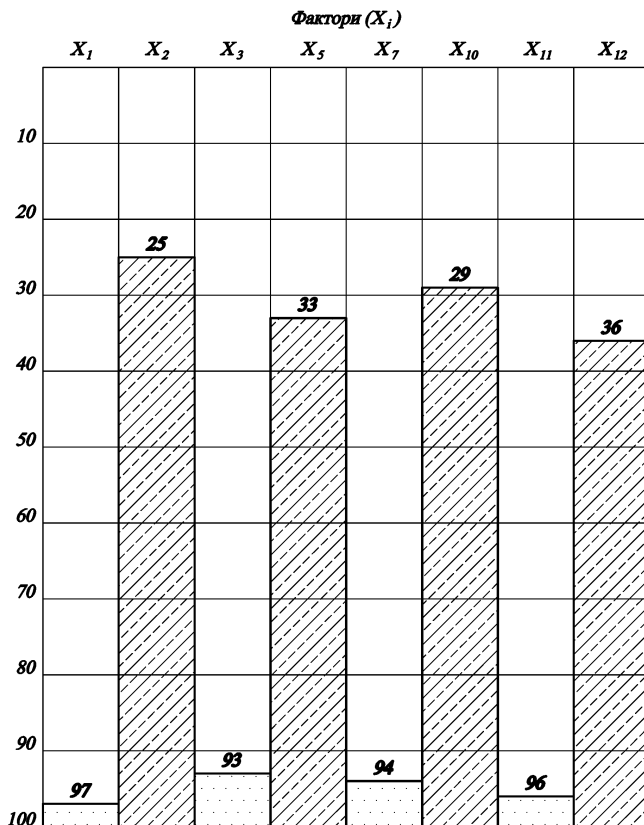


Рис. 3 - Діаграма ранжування факторів, які впливають на якість роботи після виключення не впливових

З метою скорочення об'єму експериментальних досліджень, зменшення числа переналаджень лабораторної установки, а також отримання об'єктивно необхідної інформації про залежності втрати та травмованості качанів від одноразової зміни декількох кінематичних режимів, нами було використано трирівневе D -оптимальне планування другого порядку Бокса для чотирьох незалежних факторів. При цьому фактори отримали наступну градацію: кут нахилу стріперної пластини (X_1), частота обертання протягувальних вальців (X_2), швидкість руху прогумованої стрічки (X_3), зусилля притискання прогумованої стрічки притискними барабанами (X_4). Перелік факторів та їх рівні варіювання зведено до табл.

Таблиця - Основні фактори, які впливають на якість виконання технологічного процесу качановідокремлювального апарату, та їх рівні варіювання

Позн.	Найменування фактора	Рівень варіювання		
		(-1)	0	(+1)
X_1	Кут нахилу стріперної пластини, град	65	70	75
X_2	Частота обертання протягувальних вальців, об/хв.	680	700	720
X_3	Швидкість руху прогумованої стрічки, м/с	2,5	2,75	3,0
X_4	Зусилля притискання прогумованої стрічки притискними барабанами, Н	26	43,5	61

Враховуючи, що на хід виконання технологічного процесу роботи запропонованого качановідокремлювального апарату багатофакторної дії найбільший вплив мають вищенаведені фактори, в експериментальній установці передбачено ряд регулювань. Частота обертання протягувальних вальців і швидкість руху прогумованої стрічки змінюється шляхом встановленням зірочок різного діаметру на відповідні привідні вали качановідокремлювального апарату. Гвинтові механізми, якими обладнана похила стріперна пластина, дають можливість змінювати кут її нахилу від 60° до 75°. Зусилля притискання прогумованої стрічки притискними барабанами змінюється за рахунок набору змінних пружин на стрижнях притискного пристрою.

Після статистичної обробки експериментальних даних процесу качановідокремлення на ПЕОМ отримані математичні моделі для травмованості (ТК) та втрат (ВК) качанів, які описують технологічний процес відокремлення качанів на новому качановідокремлювальному апараті багатофакторної дії та мають вигляд [1]:

$$\begin{aligned} \bar{Y} = & 5,386 - 0,936 \cdot \bar{O}_1 + 1,831 \cdot \bar{O}_2 - 0,006 \cdot \bar{O}_3 - 0,081 \cdot \bar{O}_4 - \\ & - 0,907 \cdot \bar{O}_1 \cdot \bar{O}_2 + 0,591 \cdot \bar{O}_1 \cdot \bar{O}_3 + 0,292 \cdot \bar{O}_1 \cdot \bar{O}_4 - 0,230 \cdot \bar{O}_2 \cdot \bar{O}_3 + \\ & + 0,386 \cdot \bar{O}_2 \cdot \bar{O}_4 - 0,015 \cdot \bar{O}_3 \cdot \bar{O}_4 + 1,391 \cdot \bar{O}_1^2 - 2,775 \cdot \bar{O}_2^2 - \\ & - 0,793 \cdot \bar{O}_3^2 + 1,068 \cdot \bar{O}_4^2; \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \hat{A}E = & 1,278 + 0,234 \cdot \tilde{O}_1 - 0,120 \cdot \tilde{O}_2 + 0,007 \cdot \tilde{O}_3 + 0,193 \cdot \tilde{O}_4 - \\ & - 0,113 \cdot \tilde{O}_1 \cdot \tilde{O}_2 + 0,131 \cdot \tilde{O}_1 \cdot \tilde{O}_3 + 0,239 \cdot \tilde{O}_1 \cdot \tilde{O}_4 - 0,036 \cdot \tilde{O}_2 \cdot \tilde{O}_3 + \\ & + 0,193 \cdot \tilde{O}_2 \cdot \tilde{O}_4 - 0,196 \cdot \tilde{O}_3 \cdot \tilde{O}_4 + 0,256 \cdot \tilde{O}_1^2 - 0,283 \cdot \tilde{O}_2^2 + \\ & + 0,281 \cdot \tilde{O}_3^2 + 0,226 \cdot \tilde{O}_4^2. \end{aligned} \quad (2)$$

Висновки. Розроблена методика проведення експериментальних досліджень дозволяє аналітично дослідити технологічний процес відокремлення качанів кукурудзи від стебел на новому качановідокремлювальному апарату багатофакторної дії.

Література

1. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – М.: Наука, 1976. – 280 с.
2. Анисимова Л.И. Теоретические и экспериментальные исследования закономерностей движения стеблей в початкоотделяющих аппаратах ручьевого типа / Л.И. Анисимова // ВИСХОМ. – Москва, 1966. – Вып. 47. – С. 259–280.
3. Карпуша П.П. Оптимальні параметри качановідокремлювачів очісувального типу / П.П. Карпуша, М.І. Конопельцев // Вісник сільськогосподарської науки. – К., 1970. – № 6. – С. 40–43.
4. Пат. 71945 Україна, МПК А01D 45/02. Пристрій для відокремлення качанів кукурудзи багатофакторної дії / Бондаренко О.В., Ракул О.І. – № u201203210; заявл. 19.03.2012; опубл. 25.07.2012, Бюл. № 14.
5. Тюдель Н.В. Исследование процесса питания початкоотделяющих аппаратов. Земледельческая механика. / Н.В. Тюдель // Сборник трудов под редакцией академика ВАСХНИЛ В.А. Желиговского. – Том 7. – М., Машиностроение, 1967. – С. 300–305.

Рецензент д.т.н., проф. Б.І. Бутаков

УДК 677.11.021

© В.А. Сай, к.т.н,

Луцький національний технічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ СИЛИ БРАННЯ СТЕБЕЛ ЛЬОНУ ОЛІЙНОГО

У статті наведено методику та результати експериментальних досліджень сили брання стебел льону олійного.

ЛЬОН ОЛІЙНИЙ, СТЕБЛА, СИЛА БРАННЯ, КУТ НАХИЛУ СТЕБЛА, ВОЛОГІСТЬ ҐРУНТУ.

Постановка проблеми. З 2003 року і по сьогоднішній день в Україні спостерігається помітне збільшення посівних площ льону. Промисловість України більше зацікавлена в льоні олійному, бо він дає більший урожай насінневої частини (15 – 25 ц/га), з якої виготовляють якісну олію. У світовому виробництві льон олійний займає біля 70 % посівних площ льону. Оскільки стебла сучасних сортів льону олійного містять 20 – 22 % волокна, то на сьогодні він цікавить виробників не тільки як джерело сировини для отримання високоякісної олії, але і як джерело сировини для текстильної та інших галузей промисловості [1, 6].

Для збирання льону олійного найбільшого використання набули машини, які застосовуються для зернових культур. Збирання врожаю проводять двома способами: прямим комбайнуванням у фазі повної стиглості, а при значній засміченості посівів або при відростанні пагонів через дощову погоду проводять роздільне збирання у фазі біологічної стиглості рослин, яка характеризується дозріванням 75 % коробочок [2, 4]. Краще збирати льон олійний роздільним способом, оскільки під час прямого комбайнування можливі втрати врожаю внаслідок поганого вимолочування недостиглих коробочок та можливого зігрівання вороху на токах. Також при повному дозріванні насіння вологість стебел може складати 40 % і більше. Стебла із такою вологістю під час збирання погано зрізаються і намотуються на обертові частини комбайна. Крім цього, під час скошування льону олійного зернозбиральними комбайнами або жатками для колосових культур, середня висота стерні становить 15 см, що призводить до втрат цінної волокнистої сировини. Зберегти стеблову частину врожаю можна шляхом роздільного збирання при застосуванні технології з бранням стеблостою льону браальними апаратами [5].

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Величина сили брання стебел льону олійного є одним із визначальних показників, від

якого залежить вибір оптимальних робочих параметрів брального апарата. Експериментальні дослідження сили брання стебел льону зустрічаються у працях Г.А. Хайліса, С.Ф. Юхимчука та інших науковців [3, 7]. Але ці дослідження проводилися для льону-довгунця, а не для льону олійного, в якого коренева система розвинена більше.

Метою досліджень є визначення сили брання стебел льону олійного з ґрунту та дослідження залежності сили брання від кута нахилу стебел при різній вологості ґрунту.

Результати досліджень. Досліди проводилися у польових умовах на прямостоячих стеблах льону олійного з використанням приладу, який зображено на рис. 1. Він складається із розградуйованого від 0 до 180° сектору 1, затискача 2 для затискування стебла льону 3 та динамометра 4. Сектор 1 в нижній частині містить штирі 5, які призначенні для закріплення приладу на поверхні поля у вертикальному положенні. Горизонтальність встановлення основи сектора перевіряли водяним рівнем.

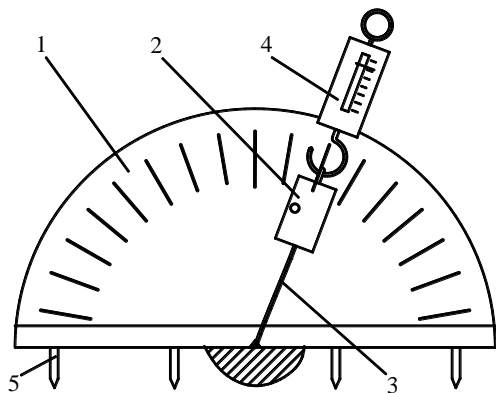


Рис. 1 - Пристрій для визначення залежності сили брання від кута нахилу стебла: 1 – сектор; 2 – затискач, 3 – стебло; 4 – динамометр; 5 – штирі

Під час проведення дослідів прилад розміщували безпосередньо біля досліджуваного стебла льону так, щоб точка розташування стебла в ґрунті співпадала з нульовою поділкою на основі сектора кутоміра, закріплювали на стеблі затискач і до затискача приєднували гачок динамометра. Відхиляли стебло льону на певний кут і тягнучи за ручку динамометра визначали максимальне

значення сили, при якій стебло витягується із ґрунту (рис. 2). В місцях брання стебел бралися проби ґрунту для визначення його вологості.



Рис. 2 – Визначення сили брання стебла льону олійного

Дослідження сили брання проводилися при кутах нахилу стебел льону олійного до горизонту від 90° до 40° з кроком 10° , та значеннях відносної вологості верхнього шару ґрунту товщиною 0 – 10 см 10 %, 15 % і 22 %. Середній діаметр стебел, виміряний на 1/2 технічної довжини стебла, становив 1,8 мм, 2,6 мм та 3,4 мм (з відхиленням $\pm 0,1$ мм). У ході дослідів вимірювали довжину кореня кожної вирваної рослини (з відхиленням $\pm 2,5$ мм). Для кожного кута нахилу стебла проводились заміри сили при витягуванні окремо 10 приблизно однакових стебел.

Отримані результати дослідів статистично обробляли і визначали середнє значення сили витягування стебла льону олійного певного діаметру для кожного кута нахилу цього стебла. За обрахованими середніми значеннями сили брання стебел льону олійного із ґрунту для кожної групи стебел, розділених за середнім діаметром, побудовані графічні залежності сили брання від кута нахилу до горизонту для різної вологості ґрунту, які зображені на рис. 3, рис. 4 та рис. 5.

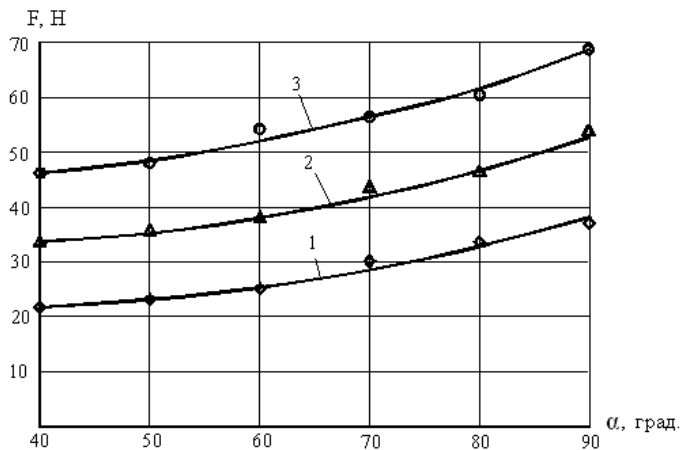


Рис. 3 - Залежність сили брання стебла від кута його нахилу при відносній вологості ґрунту 10 %: 1 – середній діаметр стебла 1,8 мм; 2 – середній діаметр стебла 2,6 мм; 3 – середній діаметр стебла 3,4 мм

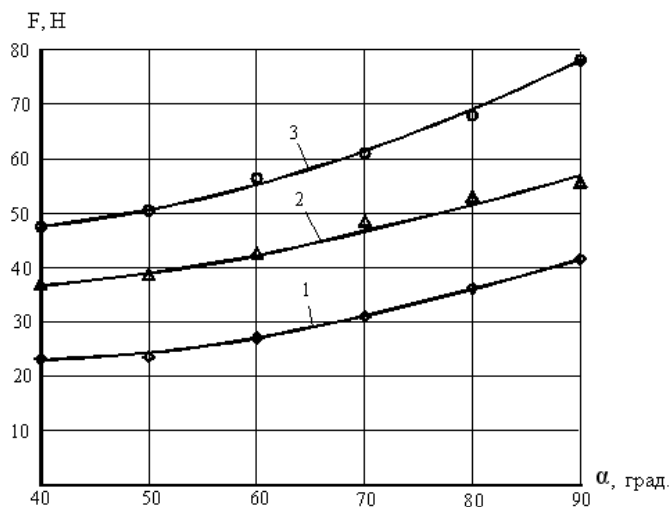


Рис. 4 - Залежність сили брання стебла від кута його нахилу при відносній вологості ґрунту 15 %: 1 – середній діаметр стебла 1,8 мм; 2 – середній діаметр стебла 2,6 мм; 3 – середній діаметр стебла 3,4 мм

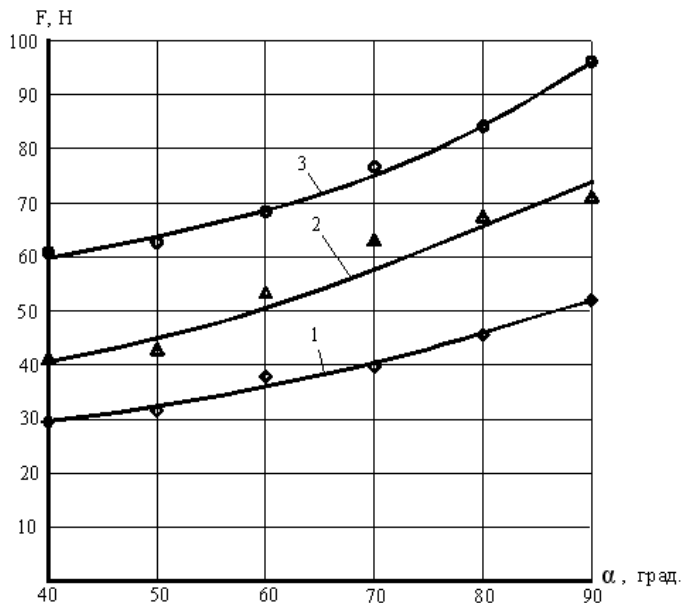


Рис. 5 - Залежність сили брання стебла від кута його нахилу при відносній вологості ґрунту 22 %: 1 – середній діаметр стебла 1,8 мм; 2 – середній діаметр стебла 2,6 мм; 3 – середній діаметр стебла 3,4 мм

У процесі виривання стебла встановлено, що внаслідок дії сили брання воно спочатку випрямляється і натягується. Потім починають обриватися бічні корінці і тільки після цього обривається головний корінь. Цей момент відповідає максимальному зусиллю брання. Після обривання головного кореня обриваються дрібні корінці, які залишилися. При обриванні головного кореня на меншій глибині величина сили брання набуває меншого значення, а при обриванні головного кореня на більшій глибині – більшого значення. Максимального значення сила брання в деяких випадках набуває на початку, а в деяких випадках в кінці брання. Чіткої закономірності досягнення максимуму не виявлено.

Висновки. Із отриманих результатів досліджень видно, що значення сили, необхідної для брання стебла із ґрунту, збільшується із збільшенням діаметру стебла. Це пояснюється тим, що у стебел з більшим діаметром більше розвинена коренева система.

Також видно, що із збільшенням кута нахилу стебла до горизонту сила брання зростає. І при куті нахилу 90°, тобто у вертикальному положенні стебла, вона досягає максимального значення. Для стебел з діаметром 1,8 мм при вологості ґрунту 10 % сила брання із зменшенням кута нахилу до 40° зменшується на 15,6 Н, з діаметром 2,6 мм – на 19,6 Н, з діаметром 3,4 мм – на 22,4 Н. При вологості ґрунту 15 % вона зменшується відповідно на 18,5 Н, 20,6 Н і 30,5 Н, а при вологості ґрунту 22 % на 22,5 Н, 30 Н і 35,4 Н. Таке явище можна пояснити наступним чином. Під час відхилення стебла від вертикального положення змінюється розподіл сил реакцій бічних корінців рослини. Із прикладанням поступово зростаючої сили брання спочатку обриваються бічні корінці, розташовані з протилежного боку, від напрямку нахилу стебла до горизонту. Із зменшенням кута нахилу стебла до горизонту зростає кількість бічних корінців, які внаслідок нахилу обриваються. Внаслідок такого явища кількість корінців, які чинять опір витягуванню, зменшується. Тому на обрив корінців, які залишилися, і головний корінь витрачається відповідно менше зусилля.

Література

1. Живетин В.В. Масличный лен и его комплексное развитие / В.В. Живетин, Л.Н. Гінзбург – М.: ЦНИИЛКА. 2000. – 389 с.
2. Лихочвор В.В. Рослинництво. Сучасні інтенсивні технології вирощування основних польових культур / В.В. Лихочвор, В.Ф. Петриненко – Львів.: НВФ. «Українські технології», 2006. – 730 с.
3. Льюноборочные машины / Хайлис Г.А., Быков Н.Н., Бухарки В.Н. и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 229 с.
4. Льон олійний: біологія, сорти, технологія вирощування: А.В. Чехов, О.М. Лапа, Л.Ю. Міщенко, І.О. Полякова – К.: Українська академія аграрних наук. Інститут олійних культур, 2007. – 59 с.
5. Сай В.А. Вибір технології збирання льону олійного у зоні Західного Полісся / В.А. Сай, В.Ф. Дідух, І.В. Тараймович // Проблеми легкой і текстильної промисловості України. – 2009. – №1(15). – С. 84 – 88.
6. Чурсіна Л.А. Наукові основи комплексної переробки стебел та насіння льону олійного / Л.А. Чурсіна, Г.А. Тіхосова, О.О. Горач, Т.І. Янюк. – Херсон: Олді-плюс, 2011. – 356 с.
7. Юхимчук С.Ф. Обґрунтування параметрів і дослідження роботи льнобральних апаратів з поперечними ривчаками: дис... канд. тех. наук: 05.20.01 / Юхимчук Сергій Федорович. – Луцьк, 1998. – 200 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.363.2:633.521

© Н.О. Толстушко

Луцький національний технічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ ПРОГИНУ НЕСКІНЧЕННИХ ПАСІВ РУЛОННОГО ПРЕС-ПІДБИРАЧА

У статті наведено результати визначення прогину нескінченних пасів під час формування рулону льонотрести у прес-підбирачі з пресувальною камерою змінного об'єму, який обладнаний підпружиненою рамкою, та в прес-підбирачі без підпружиненої рамки.

ПРЕС-ПІДБИРАЧ, ПРЕСУВАЛЬНА КАМЕРА, НЕСКІНЧЕННІ ПАСИ, ПІДПРУЖИНЕНА РАМКА, РУЛОН.

Постановка проблеми. Для збирання льону використовують рулонні прес-підбирачі з пресувальними камерами змінного об'єму із нескінченними пасами, які мають меншу енергомісткість процесу пресування льоносировини. З іншого боку, в таких пресувальних камерах відбувається недостатнє ущільнення зовнішніх шарів стрічки стебел льону в рулоні в порівнянні з внутрішніми, що призводить до значної нерівномірності розподілу щільності в поперечному перерізі рулону. Крім того, часто виникає вихід з ладу нескінченних пасів внаслідок їх розтягу при збільшенні сили натягу для ущільнення зовнішніх шарів стрічки стебел в рулоні. Розтяг цих пасів призводить до переплутування, скручування та пошкодження стебел, порушення паралельності між ними в рулоні, що негативно впливає на його якість. А тому актуальним є завдання поліпшення якості формування рулонів зі стрічки стебел льону на підставі вдосконалення пресувальної камери змінного об'єму рулонного прес-підбирача та обґрунтування параметрів і режимів роботи її робочих органів [1, 2, 3, 4, 5].

Переваги удосконаленої нами пресувальної камери змінного об'єму рулонного прес-підбирача в тому, що завдяки взаємодії валиків підпружиненої рамки з рулоном здійснюється необхідне ущільнення його зовнішніх шарів стрічки стебел льону, чим забезпечується більш рівномірний розподіл щільності в рулоні. Крім того, зменшуються сили натягу нескінченних пасів і тим самим підвищується довговічність останніх та якість сформованого рулону [4].

Аналіз останніх досліджень і публікацій свідчить про те, що в літературі мало уваги приділено пошуку шляхів зменшення завантаження нескінченних пасів пресувальних камер рулонних прес-підбирачів під час формування рулонів льонотрести [1, 2, 3, 5].

Мета дослідження – визначити прогин нескінченних пасів під час формування рулону льонотрести у прес-підбирачі, який обладнаний підпружиненою рамкою, та в прес-підбирачі без підпружиненої рамки.

Результати дослідження. Для визначення прогину нескінченних пасів був виготовлений спеціальний прилад, який зображений на рис. 1.

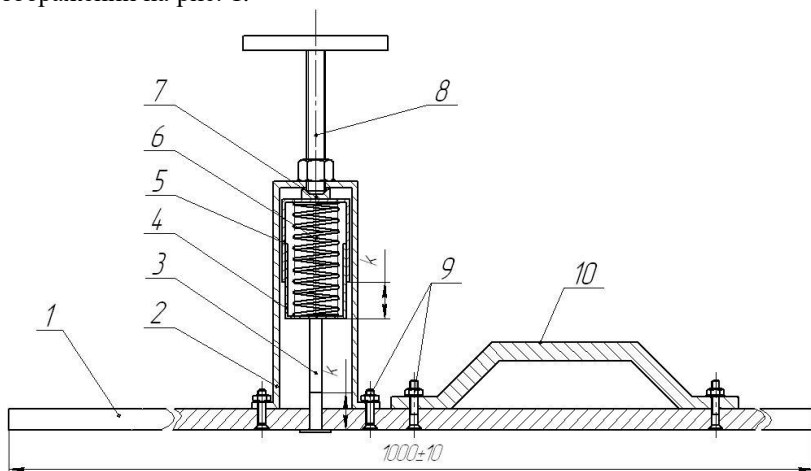


Рис. 1 - Прилад для визначення прогину нескінченних пасів рулонного прес-підбирача: 1 – планка; 2 – кронштейн із привареною гайкою; 3 – вимірювальний стержень; 4 – нижній стакан; 5 – верхній стакан; 6 – пружина; 7 – втулка; 8 – гвинт; 9 – різьбові з'єднання; 10 – ручка

Даний прилад складається із метрової планки 1, по середині якої зроблений отвір, в який входить вимірювальний стержень 3. До цієї планки за допомогою різьбових з'єднань 9 прикріплені П-подібний кронштейн 2 і ручка 10. У середині кронштейна 2 знаходиться пружина 6, яка закрита стаканами 4 і 5. На верхньому стакані 5 закріплена втулка 7, а на нижньому стакані 4 – вимірювальний стержень 3. Нижній стакан 4 входить у верхній стакан 5 так, що при недеформованій пружині 6 він не доходить на відстань k (рис. 1). Величина k відповідає деформації пружини 6 силою 50 Н. У приварену до кронштейна 2 гайку вкручується гвинт 8.

Досліди проводились у польових умовах одночасно з польовими випробуваннями рулонного прес підбирача, обладнаного підпружиненою рамкою.

На льоновищі заміряли 200 м стрічки, які позначали з боку за допомогою вішок. Агрегат починав рухатись і працював за робочої швидкості не більше 10 км/год. Вкінці відміченого відрізка стрічки тракторист зупиняв трактор і відключав вал відбору потужності. Прилад для визначення прогину нескінченних пасів розміщувався по черзі вздовж кожного паса таким чином, щоб краї планки приладу впирались на охоплені пасом валики задньої частини пресувальної камери.

Помічник за допомогою важеля повільно прокручував карданний вал привода прес-підбирача, забезпечуючи робочий натяг нескінченних пасів. Обертаючи гвинт 8 приладу для визначення прогину паса (рис. 1) добивались, щоб нижній стакан 4 повністю увійшов у верхній стакан 5 – тобто на пас діяло зусилля 50 Н. Після цього прилад знімали і за допомогою штангенциркуля з точністю до 0,1 мм визначали довжину відрізка вимірювального стержня 3 (від мітки на стержні, що відповідає довжині k , до нижньої площини планки 1) – це буде прогин вітки паса за прикладеного зусилля 50 Н. Це значення записували у журнал.



Рис. 2 - Визначення прогину нескінченних пасів рулонного прес-підбирача

Для порівняння аналогічні заміри були проведені на рулонному прес-підбирачі без підпружиненої рамки, який працював на цьому ж полі, в тому самому швидкісному режимі, підбираючи стеблову стрічку довжиною 200 м.

Стрічка льонотрести, на якій пророблялись досліди, мала такі властивості: сорт льону – Томський 16, довжина стебел – 76...88 см, діаметр стебел – 1,6...1,9 мм, вологість стебел – не більше 19 %, стебла обчисані і вкладені в стрічку льонокомбайном ЛК-4А, відносна розтягнутість стебел у стрічці – не більше 1,2 рази, перекіс стебел у стрічці – не більше 20°, середня кількість стебел на погонному метрі стрічки льону – 1528 штук.

За отриманими даними були побудовані діаграми прогину нескінченних пасів досліджуваних прес-підбирачів (рис. 3).

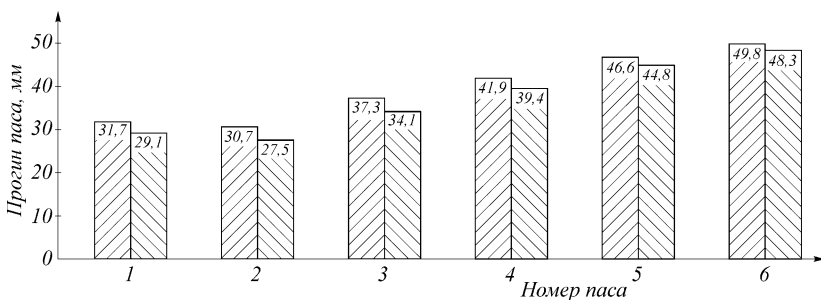




Рис. 3. Прогин пасів прес-підбирача, обладнаного підпружиненою рамкою – , і прес-підбирача без підпружиненої рамки – 

Аналізуючи дані діаграми видно, що нескінченні паси навантажені нерівномірно – найбільше натягнутий, а значить найбільш навантажений другий пас від кореневої частини рулону, а найменше останній – шостий пас. Ця різниця, виражена у прогинах пасів становить 19,1 мм для прес-підбирача з підпружиненою рамкою і 20,8 мм для прес-підбирача без підпружиненої рамки. Або якщо прийняти максимальні значення відгинів за 100%, то це складе відповідно 38,4% для прес-підбирача з підпружиненою рамкою і 43,1% для прес-підбирача без підпружиненої рамки. Це явище можна пояснити конусною будовою стебел льону – стебло товстіше у прикореневій частині, та розтягнутістю стебел в рулоні – крайні паси пресують не всі стебла.

Також із діаграм на рис. 3 видно, що в прес-підбирачі із підпружиненою рамкою паси більш прогинаються, а значить менше натягнуті ніж у прес-підбирача без підпружиненої рамки. Так, для першого паса різниця в прогинах складе 2,6 мм, або 8,2% (якщо взяти більше значення прогину за 100%); для другого – це 3,2 мм або 10,4%; для третього – 3,2 мм або 8,6%; для четвертого – 2,5 мм або 5,0%; для п'ятого – 1,8 мм або 3,6%, для шостого паса – 1,5 мм або 3,0%.

Висновки. З цього можна зробити висновок, що нескінченні паси рулонного прес-підбирача з підпружиненою рамкою менш навантажені на 3,0...10,4 % в порівнянні з нескінченними пасами рулонного прес-підбирача без підпружиненої рамки, а значить вони менше зношуються і більш довговічні, при цьому зменшуються енергетичні витрати на формування рулону.

Література

1. Хайліс Г.А. Теория льноуборочных машин / Хайліс Г.А. – М.: Росинформагротех, 2011. – 322 с.
2. Хайліс Г.А. Механика растительных материалов / Хайліс Г.А. – К.: УААН, 2002. – 374 с.
3. Хайліс Г.А. Расчет рулонного пресс-подборщика с камерой переменного объема / Г.А. Хайліс // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1988. – №6. – С. 37 – 39.
4. Пат. 60254 У Україна, МПК А01D45/00. Рулонний прес-підбирач / Н.О. Толстушко, Г.А. Хайліс, С.Ф. Юхимчук (Україна). – №u201015244; Заявл. 17.12.2010; Опубл. 10.06.2011, Бюл. №11.
5. Хайліс Г.А. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин: навчальний посібник / Г.А. Хайліс, Д.М. Коновалюк. – К.: НМК ВО, 1992. – 320 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 631. 3.072

© М. В. Усенко, к.т.н.; М. П. Стасіцький

Луцький національний технічний університет

В. Владут

Національний інститут проектування машин та обладнання для сільського господарства і харчової промисловості (INMA, Румунія)

АНАЛІЗ РОБОТИ СТАБІЛІЗУЮЧОГО ПРИСТРОЮ З ПЕРЕДПЛУЖНИКОМ ДО МОТОБЛОКУ

В статті подано конструктивні особливості стабілізуючого пристрою з передплужником до мотоблоку. Проведено аналіз роботи мотоблока з даним стабілізуючим пристроєм і без нього на схилах різної крутості.

ПЕРЕДПЛУЖНИК, ШТАНГА, ПОВОДОК, ГРУНТ, СХИЛ.

Постановка проблеми. Відомо, що при роботі агрегату на схилах (наприклад, крутістю до 15°) ускладнюються його задачі відносно якісного проведення будь-якої операції в даних умовах. Уже при крутості схилу вище 5° агрегат починає відхилятися від заданого напрямку руху, тобто порушується його стійкість ходу. При проведенні такої важливої операції як міжрядний обробіток ґрунту, відхилення агрегату від заданого напрямку руху призводить до пошкодження рослин. В порівнянні з великогабаритною, малогабаритна техніка менш піддається сповзанню при роботі на схилах, оскільки через меншу масу всієї машини тут виникає і менша бокова сила, що порушує напрямок руху агрегату. Для повного усунення даної бокової сили застосовують пристрої для стабілізації напрямку руху агрегату різних конструкцій.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Сьогодні для стабілізації роботи с.-г. машин на схилах застосовують різні пристрої і механізми [2, 3, 4]. Викликають інтерес конструкції, в яких виконавчий робочий орган виконує канавку (борозенку) під верхнє по схилу колесо мотоблока (агрегату), який рухається на поперечному схилі. Це дає можливість вирівняти (частково чи повністю) положення агрегату відносно горизонту на поперечному схилі, що усуває сповзання агрегату при роботі на схилах. Але в даних конструкціях і, відповідно, в наукових працях [1, 6, 7] з даного напрямку для виконання канавки передбачений виконавчий орган у вигляді диска. Такий диск не може виконати борозенку з рівною стінкою і, відповідно, точно під колесо. В канавку, що виконана диском, зсипається багато частинок ґрунту з

його поверхні. Таким чином, постає необхідність у вдосконаленій конструкції робочого органа даного типа.

Мета дослідження. Визначення оптимальних показників роботи агрегату мотоблоку з вдосконаленим стабілізуючим пристроєм.

Результати дослідження. Розроблена нова конструкція стабілізуючого пристрою з робочим органом у вигляді передплужника до мотоблоку [8], який зображений на рис. 1 (вигляд збоку і вигляд зверху).

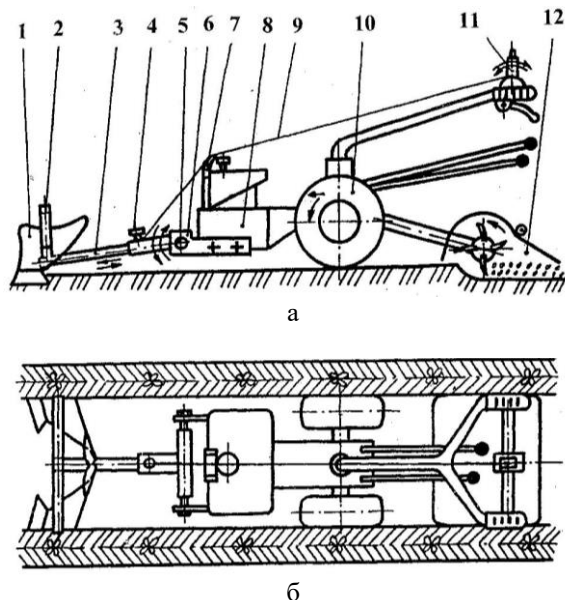


Рис. 1 - Стабілізуючий пристрій з робочим органом у вигляді передплужника: а – вигляд збоку; б – вигляд зверху; 1 – передплужники; 2 – штанга; 3 – телескопічний поводок; 4 – фіксатор; 5 – шарнір; 6 – кронштейни; 7 – направляючий щиток; 8 – рама мотоблока; 9 – трос; 10 – колеса мотоблока; 11 – рукоятки управління пристроєм; 12 – ґрунтова фреза

Стабілізуючий пристрій до мотоблока містить два передплужники 1, штангу 2, телескопічний поводок 3, фіксатор 4, шарнір 5, два кронштейни 6, направляючий щиток 7, раму мотоблока 8, трос 9, колеса мотоблока 10, рукоятки управління пристроєм 11 (храповий механізм), ґрунтову фрезу 12.

На рамі мотоблока за допомогою кронштейнів 6 та шарніра 5 розташований телескопічний поводок 3, на якому через штангу 2 з

вертикальними стійками з країв змонтовано два передплужники 1. Телескопічний поводок 3 забезпечений фіксатором 4 для регулювання та фіксації його довжини, який тросом 9 зв'язаний з рукояткою управління 11. Довжина штанги 2 підібрана таким чином, що передплужники 1 займають місце перед колесами 10 мотоблока.

Стабілізуючий пристрій до мотоблока працює наступним чином. Перед початком роботи в залежності від умов роботи встановлюють оптимальну довжину повідка 3. При русі мотоблока по рівній поверхні передплужники знаходяться в піднятому положенні. При в'їзді мотоблока на поперечний відносно напрямку руху схил, за допомогою рукоятки 11 поводок 3 з штангою 2 опускають таким чином, що верхній по схилу передплужник 1 занурюється в ґрунт, в той час як другий передплужник займає положення над поверхнею ґрунту з мінімальним зазором. При русі мотоблока передплужник 1, що занурений в ґрунт, створює поворотний момент, що направлений проти моменту, що створюється боковою складовою маси мотоблока та направлений вниз по схилу, що в решті решт сприяє підвищенню стійкості та прямолінійному напрямку руху мотоблока. Найбільш важливою функцією передплужників 1 є нарізка канавки, по якій пересувається верхнє по схилу колесо 10 мотоблока, та одночасно перенос ґрунту і створення гребеня під нижнім по схилу колесом мотоблока. При цьому в даному процесі беруть участь обидва передплужники 1 з зчленими крайніми частинами, оскільки верхній по схилу передплужник відкидає і передає отриманий ним при нарізанні канавки ґрунт на другий передплужник, що встановлюється таким чином, щоб з нього даний ґрунт потрапляв на поверхню схилу, утворюючи гребінь під нижнім по схилу колесом мотоблока. Передплужники 1 утворюють канавку такої глибини та відповідно гребінь такої висоти, що мотоблок займає горизонтальне положення на поперечному схилі, при якому вплив бокової складової маси на опорні колеса 10 мотоблока повністю усувається. Проте необхідність в такому розташуванні агрегату виникає лише в особливих ситуаціях, тобто при наявності крутих схилів (більше 15°) і легких за механічним складом ґрунтів. В більшості випадків необхідно лише зменшити кут розташування агрегату по відношенню до кута схилу, що дозволить зберегти курсову стійкість агрегату та забезпечити мінімальне пошкодження ґрунту і мінімальний тяговий опір агрегату. При русі мотоблока в зворотному напрямку передплужники 1 міняються функціями при збереженні свого місцезнаходження.

При зміні крутизни схилу чи інших зовнішніх умов роботи (твердість ґрунту, каміння, перешкода та ін.) оператор мотоблока за

допомогою рукоятки 11 та троса 9 опускає чи піднімає поводок 3, регулюючи тим самим глибину занурення передплужника 1 в ґрунт. Створені перед колесами 10 мотоблока канавки та гребінь на поверхні ґрунту далі вирівнюються робочими органами 12, зокрема фрезою ґрунтовою, що встановлена позаду мотоблока.

Результати вимірів траєкторій руху агрегату мотоблок з ґрунтовою фрезою без стабілізуючого пристрою подані на рис. 2. Згідно з [5] для наочності по осі ординат відклали частоту повторення признаку (в %), а по осі абсцис – відхилення від нульової лінії (в м).

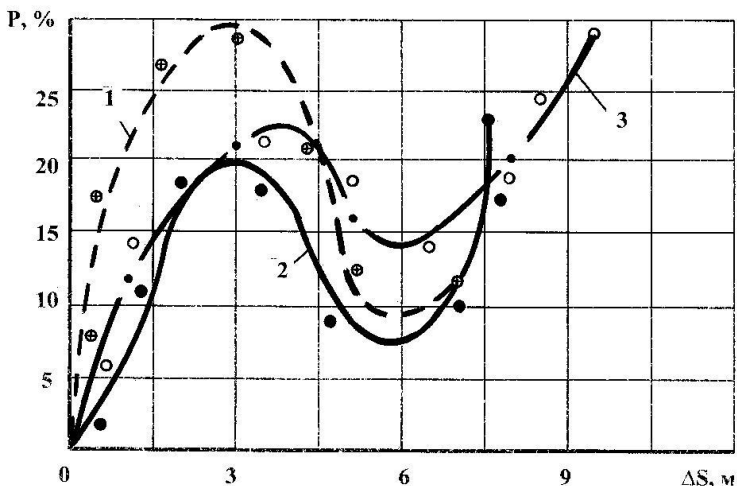


Рис. 2 – Залежність відхилення ΔS від заданого напрямку руху агрегату мотоблок з ґрунтовою фрезою без стабілізуючого пристрою під час роботи на поперечних схилах крутістю: 1 – 5°, 2 – 10°, 3 – 15°

З рис. 2 видно, що під час роботи агрегату без стабілізуючого пристрою значення відхилень від заданого напрямку руху збільшуються з збільшенням крутості схилу. На схилі крутістю 5° даний агрегат може відхилитись до 7 м при середньому значенні 4,2 м. На поперечних схилах крутістю 10° і 15° даний агрегат може відхилитись максимально відповідно до 7,5 м і 9,5 м. Середні значення також збільшуються до 5,6 м і 7,4 м. Відхилення на горизонтальній ділянці на графіку не подані, оскільки вони становлять сантиметри, середнє і максимальне значення яких відповідно – 1,4 см і 2,3 см.

З рис. 2 видно (тут відхилення подані в см), що відхилення просапного агрегату з стабілізуючим пристроєм з диском набагато

менш виражені, ніж без даного пристрою. Мінусове відхилення на графіку відповідає відхиленню агрегату від нульової лінії у верхній бік схилу. Це відхилення відбувається в тому випадку, коли оператор мотоблока створює кут атаки диска стабілізуючого пристрою дещо більшим, ніж вимагається для компенсації бокової складової ваги, що намагається змістити агрегат вниз по схилу. Проте ці відхилення, як і відхилення в нижній бік схилу, незначні. Так, на горизонтальній ділянці 40% відсотків вимірювань показали відхилення від заданого напрямку руху лише на 1 см, а самі значні відхилення ± 2 см становлять тільки 15-20%. Середнє значення відхилень становить 0,25 см.

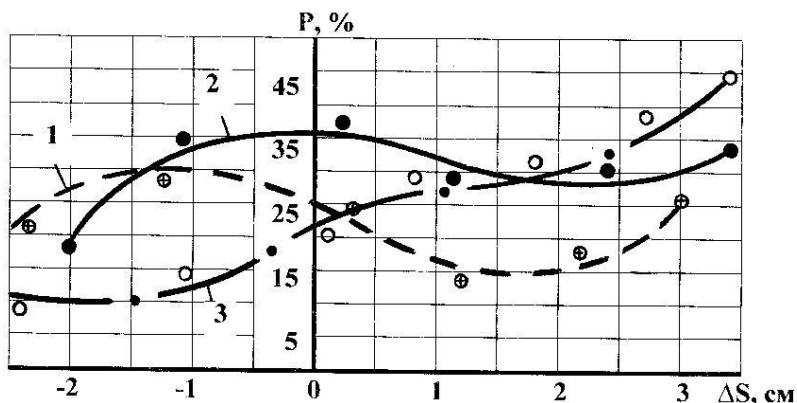


Рис. 3 – Залежність відхилення ΔS від заданого напрямку руху агрегату мотоблок з ґрунтовою фрезою з стабілізуючим пристроєм під час роботи на поперечних схилах крутістю: 1 – 5°, 2 – 10°, 3 – 15°

На схилах крутістю 5°, 10° і 15° відхилення досягають до 2,5–3,5 см. Середнє значення відхилень від напрямку руху на даних схилах становить відповідно 0,8 см, 1,2 см і 1,7 см. Ці відхилення незначні і не порушують допустимої ширини захисної зони рядка під час роботи агрегату в міжряддях.

Таким чином, при зіставленні графіків на рис. 2 і рис. 3 видно, що агрегат, який має стабілізуючий пристрій, на відміну від агрегату без наявності стабілізуючого пристрою сприяє підтриманню його заданого напрямку руху, зменшенню сповзання вниз по схилу.

Слід зазначити, що для одержання мінімального пошкодження ґрунту передплужник стабілізуючого пристрою занурюють на мінімальну глибину і далі зміною його кута атаки добиваються зберігання курсової стійкості агрегату. Глибина занурення в ґрунт

передпłużника залежить від конкретних специфічних умов, в яких доводиться працювати даному агрегату.

Висновки. Наведений вище аналіз роботи стабілізуючого пристрою з передпłużником до мотоблоку показує, що даний пристрій забезпечує високі показники роботи і водночас мінімальні затрати енергії.

Література

1. Амельченко П.А. Исследование в области некоторых параметров кругосклонных и низкоклиренсных тракторов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. –Минск, 1974. -19 с.

2. Патент № 80113, Франция, МКИ А 01 В. Приспособление к трактору для работы на склонах / Ж. Буш. Заявл. 13.07.61; опубл. 04.02.63, реферативный журнал № 10, 1964.

3. Стабилизирующее устройство для сельскохозяйственных агрегатов, работающих на склонах, А.с. № 1101187, МКИ А 01 В 69/00 / А.Н. Голозубов и др. – № 3560544/30-55; заявл. 14.06.83; опубл. 08.07.84, бюл. № 25.

4. Орудие для обработки почвы на склонах, А.с. № 1168111, МКИ А 01 В 33/02 / Ш.М. Григорян и др. - № 3743508/30-15; заявл. 28.02.84; опубл. 23.07.85, бюл. № 27.

5. Кукта Г.М. Испытания сельскохозяйственных машин. – М.: Машиностроение, 1964. – 282 с.

6. Мшвилдадзе О.П. Основы создания технических средств, стабилизирующих направление движения кругосклонного агрегата: Автореф. дис. ... д-ра. техн. наук. –Тбилиси, 1986. – 52 с.

7. Усенко М.В. Дослідження взаємодії з ґрунтом диска стабілізуючого пристрою при роботі на схилах // Міжвідомчий тематичний наук. зб. “Механізація та електрифікація сільського господарства”. –Глеваха: ННЦ “ІМЕСГ”. – Вип. 92. – 2008. – с. 133-139.

8. Патент № 32744 Україна, МКВ А01В 15/20. Стабілізуючий пристрій до мотоблоку / М.В. Усенко та ін. - № 98031252. Заявл. 11.03.1998. Опубл. 15.02.2001. Бюл. № 1.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 631.303

© Г.А. Хайлис, д.т.н., В.В. Шевчук

УкрНИИПИТ им. Л. Погорелого

Н.Н. Толстушко, к.т.н.

Луцкий национальный технический университет

К РАСЧЕТУ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ИГЛЫ ИГОЛЬЧАТОЙ БОРОНЫ

В статье рассмотрен расчет сил, действующих на иглы при равномерном движении дисков игольчатой бороны по почве.

ДВИЖЕНИЕ, ДИСК, ИГОЛЬЧАТАЯ БОРОНА, ПОЧВА, СИЛА, ОСЬ, СЕКЦИЯ, ДЕРЖАТЕЛЬ, ЦЕНТР, СИЛА РЕАКЦИИ.

Постановка проблемы. Для обработки почвы применяются игольчатые бороны. Эти рабочие органы исследованы рядом авторов [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7], однако многие вопросы их работы не выяснены. Ввиду этого исследование работы этих борон представляет значительный интерес.

Анализ последних исследований и публикаций. По работе игольчатых борон проведено много исследований [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7], однако силы, действующие на иглы борон при обработке почвы, исследованы недостаточно.

Цель исследования. Провести расчет сил, действующих на иглы борон при обработке почвы.

Результаты исследований. Секция игольчатой бороны состоит из нескольких игольчатых дисков, оси которых жестко связаны друг с другом. При движении секции каждый диск вращается вокруг своей оси, которая в свою очередь жестко связана с общим держателем осей дисков и движется вместе с другими дисками на одинаковой высоте от поверхности почвы.

Каждая игла содержит цилиндрическую и коническую части (рис. 1). Углубление игл в почву происходит под действием сил тяжести дисков. На рис. 1 показано незначительное углубление конической части иглы, что имеет место при небольшой силе давления на почву, а также углубление в почву ниже ее поверхности D_1DD_2 трех игл, что происходит при большой силе давления на почву.

Движение диска бороны, являющегося ведомым рабочим органом (рис. 1), осуществляется под действием горизонтально приложенной в центре C диска силы P_a . Диск давит на почву с силой G , которая приложена в центре C и действует вертикально вниз. На действие силы G почва отвечает силой реакции N , приложенной в

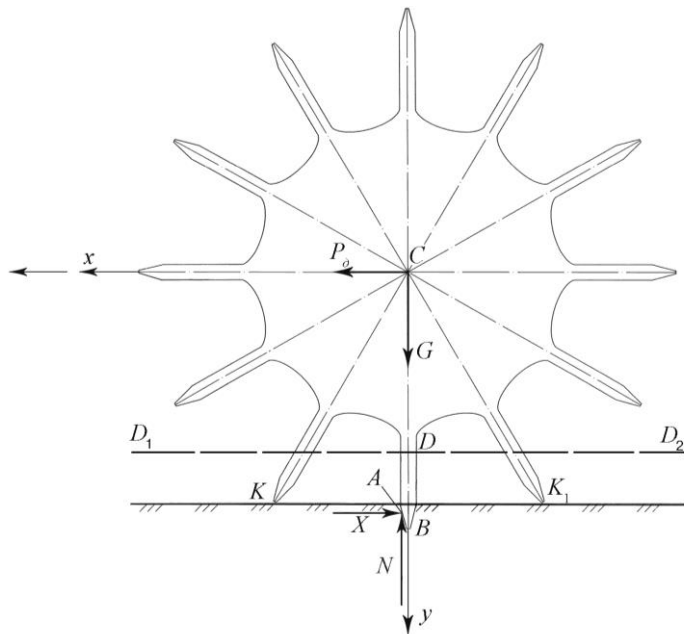


Рис. 1 - Схема движения диска при действии на него движущей силы P_0 и силы тяжести G

некоторой точке A иглы левее вертикальной оси CB и направленной вверх. На действие движущей силы P_0 почва отвечает силой реакции X , которая приложена в той же точке A и действует по горизонтали вправо. Силы G и N образуют пару сил с плечом, равным приблизительно половине толщины иглы. Момент этой пары является моментом сопротивления. Для преодоления этого момента при движении диска в упомянутой точке A действует, как уже указывалось, горизонтальная сила реакции X , которая вместе с движущей силой P_0 образует движущую пару сил с плечом от точки A до линии действия силы P_0 . Точка A на игле смещена относительно оси CB вперед на некоторое расстояние, которое является плечом пары сил G и N .

Проанализируем работу иглы при небольшом ее углублении. Для этого проведем оси x и y так, как показано на рис. 1. Считаем, что центр C диска движется равномерно и прямолинейно. Проектируя на оси x и y силы P_0 , X , G и N и приравнявая их нулю, получим:

$$\left. \begin{aligned} \sum X_i = P_0 - X = 0; \\ \sum Y_i = G - N = 0. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

В этих двух уравнениях два неизвестных: P_∂ и N . Из уравнений следует, что $X = P_\partial$ а $N = G$.

Как уже указывалось, пара сил $X - P_\partial$ образует движущий момент M_d диска, а пара сил $N - G$ образует момент сопротивления M_c диска. При равномерном движении диска его движущий момент M_d равен моменту сопротивления M_c ; момент M_d равен $P_\partial a_p$, а момент M_c равен $G a_N$, где a_N – плечо действия сил N и G или расстояние от точки A до оси y , а a_p – плечо действия сил P_∂ и X или расстояние от точки A до линии действия силы P_∂ (т.е. до линии Cx). Так как $M_d = M_c$, то

$$P_\partial = G \frac{a_N}{a_p}. \quad (2)$$

Расстояние a_p несколько меньше радиуса диска r_d , а расстояние a_N меньше или равно половине толщины цилиндрической части иглы. Если эту толщину цилиндрической части иглы обозначить δ_n , то можно считать, что

$$\left. \begin{aligned} a_N &= \hat{e}_1 \delta_n, \\ a_p &= \hat{e}_2 r_d, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где κ_1 и κ_2 – коэффициенты.

Коэффициент κ_1 находится в пределах 0,40...0,45, а коэффициент κ_2 находится в пределах 0,96...0,99. Значения коэффициентов κ_1 и κ_2 определяются экспериментально.

Определим теперь силы, действующие на движущиеся иглы в нижних их частях при большом их углублении в почву. Это сложная задача, поэтому она будет нами решаться при ряде допущений.

При действии на диск вертикально вниз значительной силы G произойдет углубление в почву не менее двух игл. На рис. 2 представлена схема углубления в почву трех игл диска под действием весьма значительной силы G (такое же углубление трех игл показано и на рис. 1), причем из трех игл центральная игла углубилась на значительную глубину, а боковые иглы углубились на меньшую глубину. Сила P_∂ при этом равна нулю.

Проведем через точку C (рис. 2) систему координат xCy с началом в точке C диска, осью Cx , направленной горизонтально влево, и осью Cy , направленной вертикально вниз.

На действие силы G почва отвечает вертикальными составляющими сил реакций N_1 , N_2 и N_3 и горизонтальными составляющими сил реакции X_2 и X_3 , из них вертикальная составляющая N_1 действует по оси y , составляющая N_2 действует на конец иглы CK , находящийся ниже уровня почвы, составляющая N_3 действует вверх ниже уровня почвы на конец иглы CK_1 , составляющая

X_2 действует влево на конец иглы CK ниже уровня почвы, а горизонтальная составляющая X_3 действует вправо ниже уровня почвы на конец иглы CK_1 . При опускании диска и игл в почву составляющие N_1 , N_2 и N_3 направлены вверх, причем составляющая N_1 направлена противоположно силе G вдоль оси y (хотя в зависимости от соотношения составляющих X_2 и X_3 составляющая N_1 может быть несколько отклонена от оси Cy вперед или назад).

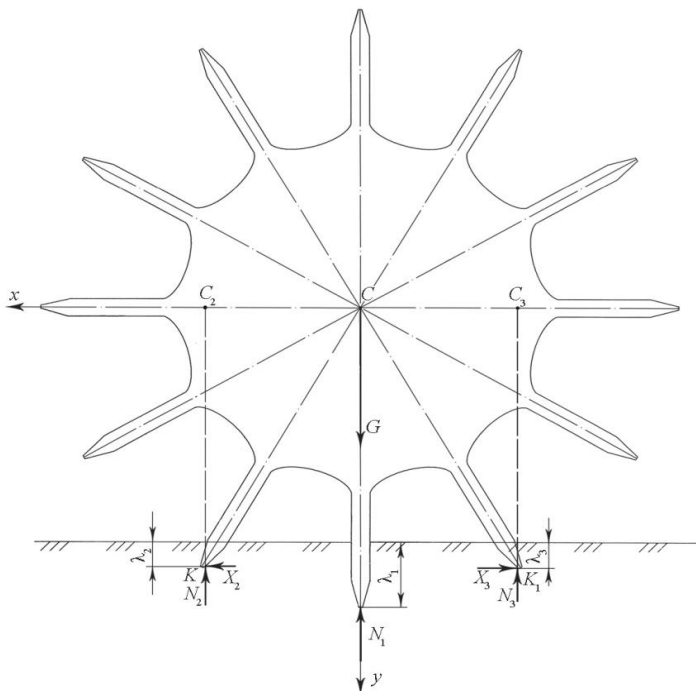


Рис. 2 - Схема погружения в почву игл диска при большой силе G

При равномерном погружении игл вертикально вниз без поворота диска суммы проекций сил на вертикальную и горизонтальную оси равны нулю; также равна нулю сумма моментов сил относительно какой-либо точки, например, относительно точки C . Проектируя рассматриваемые силы на оси x и y и составляя сумму моментов сил относительно точки C , получим:

$$\left. \begin{aligned} \sum X_i &= X_2 - X_3 = 0; \\ \sum Y_i &= G - N_1 - N_2 - N_3 = 0; \\ \sum M_c &= N_3(CC_3) - N_2(CC_2), \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где CC_3 и CC_2 – расстояния CC_3 и CC_2 .

Так как расстояние CC_3 равно расстоянию CC_2 , то из третьего равенства (4) следует, что

$$N_3 = N_2. \quad (5)$$

Из первого равенства (4) следует, что

$$X_2 = X_3. \quad (6)$$

Тогда из второго равенства (4) находим

$$N_1 = G - N_2 - N_3 = G - 2N_2. \quad (7)$$

В уравнении (7) $N_1 = G - 2N_2$ два неизвестных: N_1 и N_2 . Силу N_2 можно определить, если рассматривать почву как сыпучую среду, а явление, происходящее возле точек K и K_1 , рассматривать как боковой распор. Тогда

$$X_2 \approx \xi N_2 \approx X_3, \quad (8)$$

где ξ – коэффициент бокового распора (определяется этот коэффициент экспериментально, он меньше 1).

При таких условиях N_2 и N_3 равны:

$$N_2 \approx X_2/\xi \approx N_3. \quad (9)$$

Тогда N_1 рассчитывается на основе формулы (7) следующим образом:

$$N_1 = G - 2X_2/\xi. \quad (10)$$

Так определяются составляющие N_1 , N_2 , N_3 , X_2 и X_3 при углублении вниз (в почву) нижних трех игл диска.

Аналогично находятся силы, действующие на иглы бороны при более сложном приложении сил к диску бороны и её движении влево; в таких случаях может потребоваться провести ещё и экспериментальные исследования для определения отдельных сил.

Вывод. Силы, действующие со стороны почвы на иглы, могут быть определены на основе законов механики и путем экспериментальных исследований. На эти силы влияют силы тяжести дисков с иглами и положение игл в почве.

Литература

1. Заика П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Т. 1 (частина 1). Машини та знаряддя для обробітку ґрунту. – Харків. ОКО. – 2001. – 444 с.
2. Карпенко А.Н., Халанский В.М. Сельскохозяйственные машины. – М.: Агропромиздат. 1989. – 528 с.

3. Кленин Н.И., Саун В.А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. Изд. 3-е допол. И перераб. – М.: Колос, 1994. – 751 с.

4. Синеоков Г.Н., Панов И.М. Теория и расчет почвообрабатывающих машин. – М.: Машиностроение, 1977. – 328 с.

5. Хайлис Г.А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин. – К.: Изд-во УСХА. 1992. – 235 с.

6. Кравчук В., Хайлис Г., Шевчук В. О качении дисков игольчатой бороны при перемещении по поверхности почвы // Техніка і технології АПК. – 2011. – № 10. – С. 23–25.

7. Мазитов Н. Теория реактивных рабочих органов почвообрабатывающих машин. – Казань: Изд-во «ФЭН» Академии наук РТ, 2011. – 280 с.

УДК 631.303

© Г.А. Хайлис, д.т.н., В.В. Шевчук

УкрНИИПИТ им. Л. Погорелого

Н.Н. Толстушко, к.т.н.

Луцкий национальный технический университет

ОСОБЕННОСТИ ПЛОСКОПАРАЛЛЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ ДИСКОВ ИГОЛЬЧАТОЙ БОРОНЫ ПО ПОЧВЕ

В работе рассмотрены закономерности плоскопараллельного движения дисков игольчатой бороны по почве.

СЕКЦИЯ, ИГОЛЬЧАТАЯ БОРОНА, ДИСК, ПОЧВА, ПЛОСКОПАРАЛЛЕЛЬНОЕ ДВИЖЕНИЕ, ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ, ЦЕНТР ДИСКА.

Постановка проблемы. Игольчатые бороны нашли широкое применение при обработке почвы. Однако многие вопросы работы этих борон недостаточно исследованы, ввиду чего их работа подлежит дальнейшему исследованию.

Анализ последних исследований и публикаций. По данной теме опубликован ряд работ [1, 2, 3, 4, 5], но имеются еще недостаточно разработанные вопросы. В частности, слабо разработаны вопросы плоскопараллельного движения дисков по почве.

Цель исследования. Определить закономерности плоскопараллельного движения игольчатых дисков борон по почве.

Результаты исследования. Игольчатые диски борон при работе совершают плоскопараллельное движение. Рассмотрим закономерности их движения.

Составим дифференциальные уравнения плоскопараллельного движения диска бороны при небольшом углублении иглы в почву (рис. 1). Примем при этом следующие допущения: а) почва однородна по своему составу; б) центр C диска является центром его масс; в) сопротивлением воздуха и сил трения в опорах пренебрегаем. Диск на рис. 1 движется влево и рассматривается как твердое тело, вращающееся вокруг оси, перпендикулярной плоскости чертежа и движущейся влево. Ось вращения проходит через центр C .

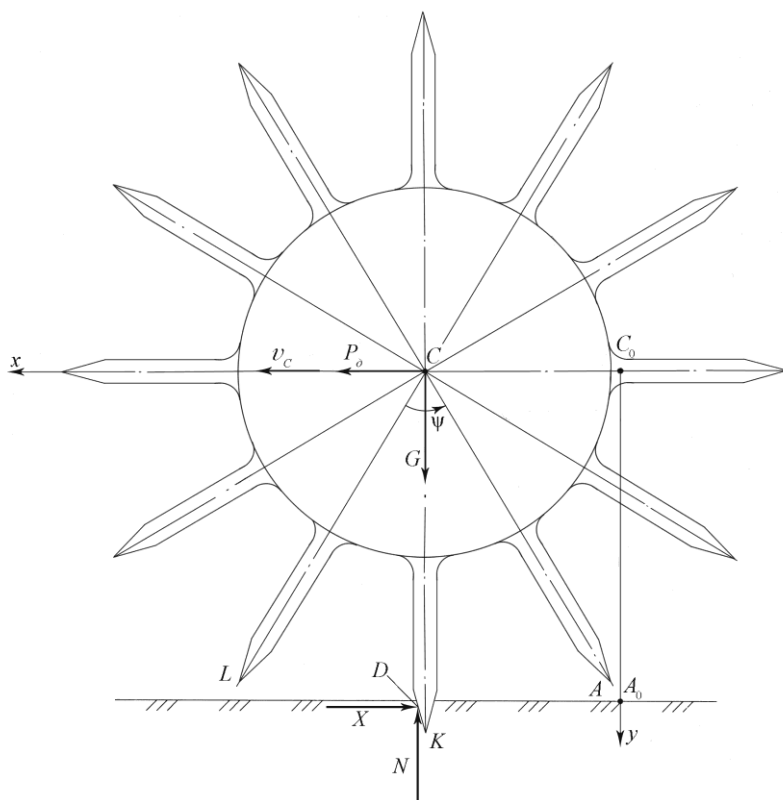


Рис. 1 - Схема к выводу дифференциальных уравнений движения игольчатой бороны

Проведем неподвижную систему координат $x_{C_0}y_{C_0}$ с началом в точке C_0 (центр диска в начальном положении). Ось C_0x направим по горизонтали влево из центра C_0 в сторону движения бороны, а ось C_0y направим вниз. Тогда в соответствии с законами плоскопараллельного движения твердого тела можно составить следующие дифференциальные уравнения движения диска бороны:

$$\left. \begin{aligned} m_a \ddot{x}_c &= m_a \frac{d^2 x_c}{dt^2} = P_a - X; \\ m_a \ddot{y}_c &= m_a \frac{d^2 y_c}{dt^2} = G - N; \\ I_c \ddot{\psi} &= I_c \frac{d^2 \psi}{dt^2} = X a_p - N a_N, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где m_d – масса диска, \ddot{x}_c и \ddot{y}_c – проекции ускорения центра C на оси Cx и Cy , P_d – движущая сила, G – сила тяжести диска, I_c – момент инерции диска относительно горизонтальной оси, проходящей через центр C перпендикулярно плоскости движения, $\dot{\psi}$ – угловое ускорение при повороте диска, X – горизонтальная реакция почвы, действующая в зоне конца иглы диска, N – вертикальная реакция почвы, действующая в зоне конца иглы, ψ – угол поворота диска (отсчитывается он против часовой стрелки), x_c – абсцисса точки C , y_c – ордината точки C , t – время, a_p – плечо действия сил P_d и X (расстояние от точки D до линии действия силы P_d), a_N – плечо действия сил G и N (расстояние от точки D до вертикальной оси CK). Начальное положение иглы CA диска – это вертикаль C_0A_0 .

Воспользуемся приведенными уравнениями (1) для определения закономерности движения звеньев бороны.

Как известно из курса теории механизмов и машин [6], в зависимости от значения угловой скорости ω звена приведения у механизма могут быть три режима движения: а) режим разбега, б) режим установившегося движения, в) режим выбега.

Пусть в начале оборота диска его угловая скорость была ω_0 ; при изменении сил, которые действуют на механизм, угловая скорость ω вращения диска меняется, но к концу периода времени, который обозначим T , его новая угловая скорость ω_k может стать такой же, как ω_0 , или же может быть другой. Если $\omega_k = \omega_0$, то такой режим называется режимом установившегося движения. Если же $\omega_k > \omega_0$, то это будет режим разбега (разгона) механизма, а при $\omega_k < \omega_0$, то это будет режим выбега механизма.

Режим разбега имеет место при пуске механизма в работу или при переводе механизма с меньшей скорости на большую скорость.

Режим работы механизма при установившемся движении может повторяться неограниченное число раз.

Режим выбега механизма соответствует времени, в течение которого механизм останавливается или с большей скорости переводится на меньшую скорость.

С учетом изложенных положений теории механизмов и машин проведем анализ работы игольчатой бороны.

Из первого уравнения (1) следует, что линейное ускорение центра C диска бороны равно:

$$\ddot{x}_c = \frac{P_{\dot{a}} - X}{m_{\dot{a}}}. \quad (2)$$

В режиме разбега сила $P_{\dot{a}}$ больше X , тогда \ddot{x}_c в формуле (2) будет больше нуля. Так как $\ddot{x}_c = \frac{d\dot{x}_c}{dt}$, где \dot{x}_c – скорость, а t – время, то

$d\dot{x}_c = \frac{P_{\dot{a}} - X}{m_{\dot{a}}} dt$, а при условии, что $\frac{P_{\dot{a}} - X}{m_{\dot{a}}}$ не зависит от времени t , то

$\int_0^{\dot{x}_c} d\dot{x}_c$ равен $\frac{P_{\dot{a}} - X}{m_{\dot{a}}} \int_0^t dt$. При этом получим:

$$\dot{x}_c = \frac{P_{\dot{a}} - X}{m_{\dot{a}}} t = v_c, \quad (3)$$

где v_c – скорость центра C диска.

Так зависит скорость центра C диска от времени. Но $\dot{x}_c = \frac{dx_c}{dt}$,

где x_c – путь центра C диска. Тогда при условии, что $\frac{P_{\dot{a}} - X}{m_{\dot{a}}}$ не зависит

от t , $dx_c = \frac{P_{\dot{a}} - X}{m_{\dot{a}}} t dt$, а x_c равно:

$$x_c = \frac{P_{\dot{a}} - X}{m_{\dot{a}}} \int_0^t t dt = \frac{P_{\dot{a}} - X}{m_{\dot{a}}} \frac{t^2}{2}. \quad (4)$$

Из равенств (3) и (4) видно, что скорость \dot{x}_c и путь x_c тем больше, чем больше сила $P_{\dot{a}}$ и время t , и меньше сила X и масса $m_{\dot{a}}$.

Анализируя второе уравнение (1), видно, что в режиме разбега $\ddot{y}_c = (G - N)/m_a$, но так как сила реакции N равна силе тяжести G , то $G - N = 0$; тогда также равно нулю \ddot{y}_c , что означает, что проекция ускорения центра C диска на вертикаль равна нулю, т.е. $\ddot{y}_c = 0$. Из этого равенства следует, что $\frac{d\dot{y}_c}{dt} = 0$, значит $d\dot{y}_c = 0$, т.е. скорость центра C в вертикальном направлении также равно 0; это означает, что центр C движется в режиме разбега по горизонтали, т.е. по оси x .

Из третьего равенства (1) следует, что в режиме разбега угловое ускорение $\ddot{\psi}$ равно $\frac{Xa_p - Na_N}{I_c}$, т.е. $\frac{d\dot{\psi}}{dt} = \frac{Xa_p - Na_N}{I_c}$, откуда

$d\dot{\psi} = \left(\frac{Xa_p - Na_N}{I_c} \right) dt$. Интегрируя левую и правую части последнего равенства от 0 до угловой скорости $\dot{\psi}$ и времени t ,

получим: $\int_0^{\dot{\psi}} d\dot{\psi} = \dot{\psi} = \int_0^t \frac{Xa_p - Na_N}{I_c} dt$, т.е.

$$\dot{\psi} = \frac{1}{I_c} \int_0^t (Xa_p - Na_N) dt. \quad (5)$$

Зная зависимости величин X , a_p , N и a_N от времени t , подставляя это в (5) и решая полученный интеграл, находим угловую скорость $\dot{\psi}$, которая возрастает от 0 до момента t времени окончания режима разбега. В момент окончания режима разбега угловая скорость $\dot{\psi}$, равная ω , достигнет величины $\frac{v_c}{\tilde{N}\tilde{N}_v}$, где v_c – скорость центра масс диска в конце режима разбега, а $\tilde{N}\tilde{N}_v$ – расстояние от центра C диска до мгновенного центра вращения диска \tilde{N}_v (\tilde{N}_v находится в зоне нижнего конца иглы CK).

В режиме установившегося движения механизма ускорение диска, скорость и путь его центра C будут, если $P_a - X = 0$, $G - N = 0$, $Xa_p - Na_N = 0$:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_c &= 0; \dot{x}_c \approx const = v_c; \\ \ddot{y}_c &= 0; \dot{y}_c \approx 0; y_c = 0; \\ \ddot{\psi} &= (Xa_p - Na_N)/I_c; \dot{\psi} = v_c/\tilde{N}\tilde{N}_v; \psi = v_c t/\tilde{N}\tilde{N}_v. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Во время режима выбега механизма сила P_0 равна нулю, тогда из первого уравнения (1) следует, что $\ddot{x}_c = -X/m_a$ (ускорение отрицательно), но так как $\ddot{x}_c = \frac{d\dot{x}_c}{dt}$, то $d\dot{x}_c = -\frac{X}{m_a} dt$, а $\dot{x}_c = -\frac{X}{m_a} \int_0^t dt = -\frac{X}{m_a} t$; так как $\dot{x}_c = v_c = -\frac{X}{m_a} t$, скорость центра C уменьшается и становится равным нулю при времени t , равном $m_a v_c / X$.

Таковы результаты анализа уравнения (1), описывающего явления, имеющие место при работе игольчатой бороны в разных режимах.

При большом углублении игл в почву поставленная здесь задача принципиально решается аналогично, но необходимо учесть, что расстояние между силами P_0 и X будет меньше, чем в изложенном случае (сила X будет действовать выше точки D , т.е. сила X будет действовать в зоне цилиндрической части нижней иглы); может также измениться плечо сил N и G .

Выводы. В результате анализа работы игольчатой бороны в режимах разбега, установившегося движения и выбега установлены особенности взаимодействия звеньев и определено влияние действующих сил на характер их движения.

Литература

1. Заика П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Т. 1 (ч. 1). Машини та знаряддя для обробітку ґрунту. – Харків. ОКО. – 2001. – 444 с.
2. Кленин Н.И., Сакун В.А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. Изд. 3-е допол. и перераб. – М.: Колос, 1994. – 751 с.
3. Синееков Г.Н., Панов И.М. Теория и расчет почвообрабатывающих машин. – М.: Машиностроение, 1977. – 328 с.
4. Хайлис Г.А., Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин. – К.: Изд-во УСХА. 1992. – 235 с.
5. Кравчук В., Хайлис Г., Шевчук В. О качении дисков игольчатой бороны при перемещении по поверхности почвы // Техніка і технології АПК. – 2011. – № 10. – С. 23–25.
6. Турбин Б.И., Карлин В.Д. Теория механизмов и машин. – Высшая школа, 1968. – С. 253–264.

УДК 631.3

І.Є. Цизь, к.т.н., І.О. Спетрук, Р.В. Адамович
Луцький національний технічний університет

ОБҐРУНТУВАННЯ РОЗМІРУ ВІЧКА ТРАНСПОРТЕРА ГРАНУЛЯТОРА-СУШАРКИ ОМД

У статті запропонована залежність для розрахунку розміру вічка транспортера гранулятора-сушарки ОМД. Наведено результати дослідження коефіцієнта об'ємної усадки органо-мінеральних сумішей на основі сапропелю. Визначено діапазон раціональних розмірів вічка транспортера.

ОБ'ЄМНА УСАДКА, КОЕФІЦІЄНТ, ОРГАНО-МІНЕРАЛЬНА СУМІШ, САПРОПЕЛЬ, РОЗМІР, ГРАНУЛЯТОР.

Постановка проблеми. Тривалі дослідження вказують на високу ефективність гранульованих органо-мінеральних добрив (ОМД). Особливо це стосується гранульованих ОМД на основі сапропелю, які є перспективним джерелом повнокомпонентного живлення рослин [1]. Їх використання забезпечить підвищення родючості ґрунтів, зменшення надходження радіонуклідів до сільськогосподарської продукції, покращення екологічної обстановки цілого регіону шляхом очищення озер. Значне зниження собівартості таких добрив досягається при використанні у їх складі низькоконцентрованих агроруд місцевих родовищ.

Але не дивлячись на значну кількість розроблених конструкцій грануляторів, які використовуються у різноманітних галузях промисловості, вони не здатні забезпечити надійний процес гранулювання органо-мінеральних сумішей на основі сапропелю за прийнятних техніко-економічних показників.

Перспективною слід розглядати конструкцію, яка забезпечує максимальний вихід товарної фракції гранул та поєднує процес гранулювання із процесом сушіння сформованих гранул [2]. Але для запропонованого гранулятора-сушарки необхідно обґрунтувати значну кількість конструктивно-технологічних параметрів. Одним із таких є початковий розмір шматка органо-мінеральної суміші, що у подальшому забезпечить отримання гранули із розмірами, які відповідають агротехнічним вимогам.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Розміри більшості матеріалів в процесі сушіння зменшуються. Це явище називається усадкою. Багато матеріалів зменшують свої розміри протягом всього процесу сушіння. До таких матеріалів належать торф,

шкіра, зерно, тісто, а також, як показують дослідження, і органо-мінеральні суміші на основі сапропелю.

Також відомо, що зміна лінійних розмірів зі зміною його вологості відбувається за прямолінійним законом. Прямолінійність цієї залежності підтверджена багатьма дослідженнями та спостерігається коли градієнт вологості всередині матеріалу незначний [3].

Графічні залежності зміни лінійних розмірів для типових матеріалів не проходять через початок координат, тому рівняння таких прямих має вигляд

$$l = l_0 \cdot (1 + \beta \cdot W), \quad (1)$$

де l – біжучий лінійний розмір зразка матеріалу, м; l_0 – лінійний розмір абсолютно сухого зразка матеріалу, м; W – вологість матеріалу, %.

$\beta = \frac{dl}{l_0 \cdot dW}$ – коефіцієнт лінійної усадки, який характеризує інтенсивність усадки, %

Дана залежність дозволяє розраховувати зміну лінійного розміру досліджуваного зразка у процесі сушіння, проте при м'якому режимі сушіння, тобто коли вологість матеріалу у будь-якій точці зразка однакова, аналогічна залежність має місце і для зміни об'єму зразка. Тобто можна записати

$$V = V_0 (1 + \beta_v \cdot W), \quad (2)$$

де V – біжучий об'єм зразка, м³; V_0 – об'єм абсолютно сухого зразка, м³; β_v – коефіцієнт об'ємної усадки, %.

Проте для досліджуваного процесу заданим є об'єм матеріалу за вологості 8–10% (згідно технічних умов на ОМД), а не об'єм абсолютно сухого зразка V_0 . Також відсутні відомості про значення коефіцієнта об'ємної усадки β_v для органо-мінеральних сумішей із різним вмістом сапропелю.

Тому метою даного дослідження є отримання адекватної залежності для визначення початкового розміру шматка органо-мінеральної суміші, що у подальшому забезпечить отримання гранули із розмірами які відповідають агротехнічним вимогам.

Результати дослідження. Позначимо через V_i відомий об'єм, який займає зразок за певної вологості W_i . Тоді на основі (2) запишемо

$$V_i = V_0 \cdot (1 + \beta_v \cdot W_i).$$

Звідки

$$V_0 = V_i / (1 + \beta_v \cdot W_i).$$

Після підстановки отриманого значення V_0 у (2) маємо

$$V = \frac{V_i \cdot (1 + \beta_v \cdot W)}{1 + \beta_v \cdot W_i}. \quad (3)$$

Дана залежність дозволяє визначити об'єм частинки матеріалу за вологості W , якщо відомі початковий об'єм та вологість матеріалу. Проте можна розв'язувати й обернену задачу, тобто визначити який об'єм матеріалу слід взяти початкової вологості W_i для того, щоб після висушування до вологості W отримати необхідний його об'єм V .

З іншої сторони готові гранули повинні мати кулясту форму та діаметр у межах 2...6 мм. Тому враховуючи, що кінцевий об'єм частинки (гранули) органо-мінеральних добрив визначається за формулою для визначення об'єму кулі, отримаємо

$$\frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r^3 = \frac{V_i \cdot (1 + \beta_v \cdot W)}{1 + \beta_v \cdot W_i},$$

де r – радіус кулі (гранули), м.

Звідки

$$V_i = \frac{4 \cdot \pi \cdot r^3 \cdot (1 + \beta_v \cdot W_i)}{3 \cdot (1 + \beta_v \cdot W)}. \quad (4)$$

За отриманою формулою можна розрахувати початковий об'єм матеріалу з вологістю W_i для отримання при вологості W сферичну гранулу з радіусом r .

Початковий об'єм органо-мінеральної суміші визначається площею вічок гранулюючого транспортера та товщиною шару матеріалу, що нанесений на нього, яка у свою чергу визначається зазором між кожухом шнека та підпірною пластиною [2]. Оскільки найбільш доцільним є виготовлення сітки із квадратними вічками, то можна записати

$$V_i = h \cdot b^2,$$

де h – товщина шару органо-мінеральної суміші на гранулюючому транспортері, м; b – сторона квадрата вічка сітки гранулюючого транспортера, м.

Введемо позначення $\lambda = h/b$ та запишемо після підстановки значення V_i у (4) отримаємо

$$\lambda \cdot b^3 = \frac{4 \cdot \pi \cdot r^3 \cdot (1 + \beta_v \cdot W_i)}{3 \cdot (1 + \beta_v \cdot W)}.$$

Звідки

$$b = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot \pi \cdot r^3 \cdot (1 + \beta_v \cdot W_i)}{3 \cdot \lambda \cdot (1 + \beta_v \cdot W)}} \quad (5)$$

Для практичного використання формули (5) були проведені дослідження зміни об'єму органо-мінеральних сумішей на основі сапропелю у процесі їх сушіння. Використовувались суміші до складу яких входило 10, 20 та 30% мінеральних компонентів. У якості мінеральних компонентів використовувались подвійний суперфосфат, калімагнезія та карбамід.

Органо-мінеральної суміші вкладали у попередньо зважені бюкси шаром товщиною приблизно рівною 10 мм, ущільнюючи із зусиллям у 10 кПа. Далі бюкс зважували разом із сумішшю, визначали товщину шару суміші у бюксі та поміщали його у сушильну шафу. Сушильну шафу нагрівали до 80 ± 5 °С; підтримували цю температуру протягом усього періоду дослідження. Після 20 хв. перебування матеріалу у сушильній шафі їх виймали та визначали масу суміші із бюксом. Також поводили вимірювання товщини шару матеріалу у бюксі та його діаметр. Товщину шару визначали за різницею глибини порожнього бюкса та віддалі від краю його бічних стінок до поверхні органо-мінеральної суміші. Для визначення діаметра зразка проводили трикратне вимірювання у трьох різних перерізах зразка зміщених один відносно іншого приблизно на 120° .

Далі знову поміщали бюкс у сушильну шафу та повторювали вимірювання через 20 хв. Дослід проводили протягом 120 хв, тобто проводили 7 вимірювань, включаючи і початкове.

Поточне значення об'єму зразка визначали за відомою формулою для прямого кругового циліндра. Масу зразка матеріалу після повного його висушування можна визначити як

$$m_i = m \cdot (1 - W/100),$$

де m_i – маса зразка матеріалу після повного його висушування; m – початкова маса зразка матеріалу; W – початкова відносна вологість зразка матеріалу.

Тоді поточну вологість досліджуваного зразка можна визначали за формулою

$$W_i = \frac{m_i - m \cdot (1 - W/100)}{m_i}, \quad (6)$$

де W_i – поточна вологість досліджуваного зразка матеріалу; m_i – поточна маса матеріалу у бюксі, яка визначалась як різниця між зважуваннями через кожні 20 хв. та масою порожнього бюкса.

Трикратна повторюваність у експериментах забезпечувалась одночасним дослідженням трьох зразків однієї органо-мінеральної суміші розміщених у трьох бюксах.

За отриманими результатами дослідження зміни об'єму органо-мінеральних сумішей побудовано графіки та розраховано коефіцієнти лінійної емпіричної залежності, що описує досліджуваний процес. На основі наведених вище теоретичних викладок визначено коефіцієнт об'ємної усадки досліджуваних сумішей, середні значення якого наведені у таблиці.

Таблиця – Середні значення коефіцієнта об'ємної усадки β_V

Вид мінерального компоненту	Вміст мінеральної частин суміші, %		
	10	20	30
Суперфосфат	0,5979	0,3170	0,0170
Калімагnezія	0,0687	0,0788	0,0525
Карбамід	0,0461	0,1746	0,0076

Для вибору раціональних геометричних параметрів полотна гранулюючого транспортера на основі формули (5) побудовано графічні залежності за діапазону зміни радіуса кулі гранул $r = (1...3) \times 10^{-3}$ м, кінцевої вологості гранул $W = 5...15$ %, параметра $\lambda = 0,5...1,0$ (рис.1-5). Значення початкової вологості відповідають початковій вологості відповідної рецептури органо-мінеральної суміші.

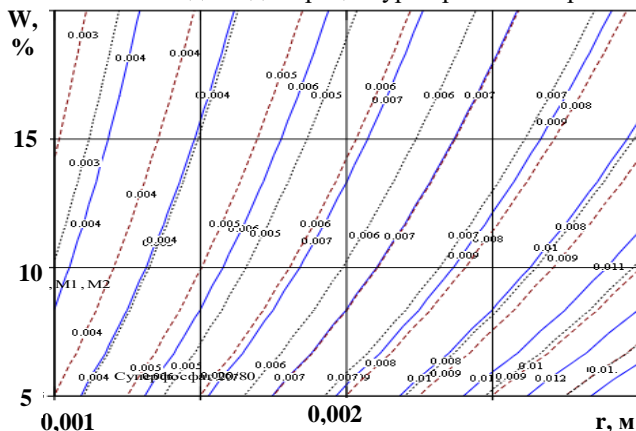


Рис. 1 - Графічні залежності розміру вічка транспортера b (м) від кінцевих радіуса гранули r та вологості W для ОМД із вмістом 10% суперфосфату: — при $\lambda = 0,5$; ---- при $\lambda = 0,75$; штрихпунктир при $\lambda = 1,0$

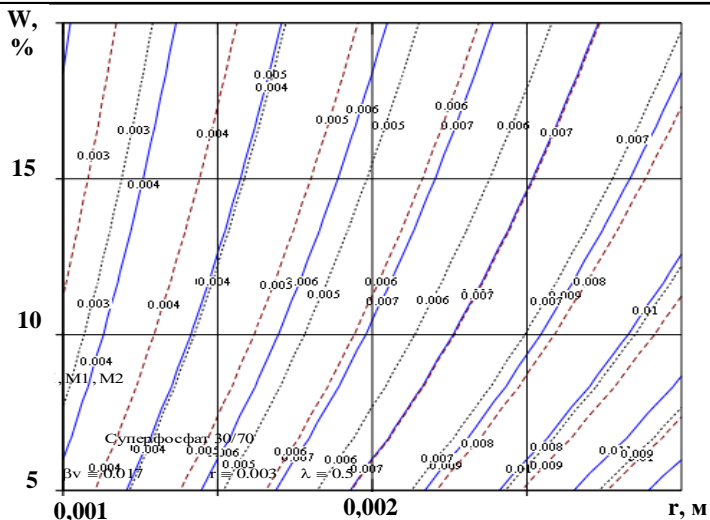


Рис. 2 - Графічні залежності розміру вічка транспортера b (м) від кінцевих радіуса гранули r та вологості W для ОМД із вмістом 20% суперфосфату: — при $\lambda=0.5$; ---- при $\lambda=0.75$; при $\lambda=1.0$

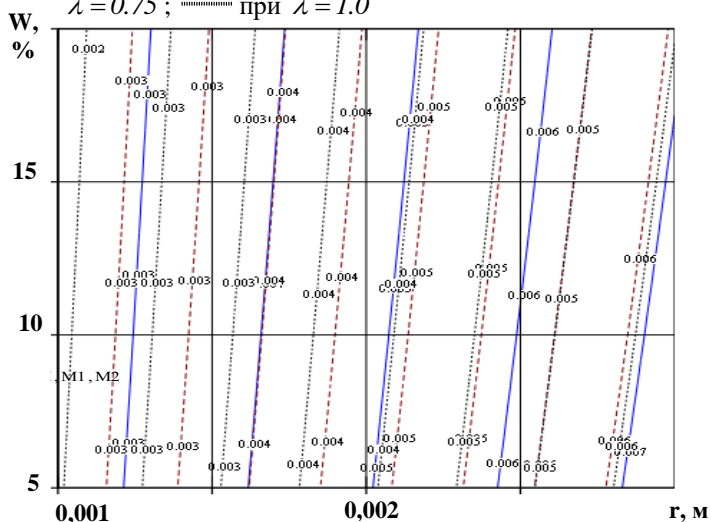


Рис. 3 - Графічні залежності розміру вічка транспортера b (м) від кінцевих радіуса гранули r та вологості W для ОМД із вмістом 30% суперфосфату: — при $\lambda=0.5$; ---- при $\lambda=0.75$; при $\lambda=1.0$

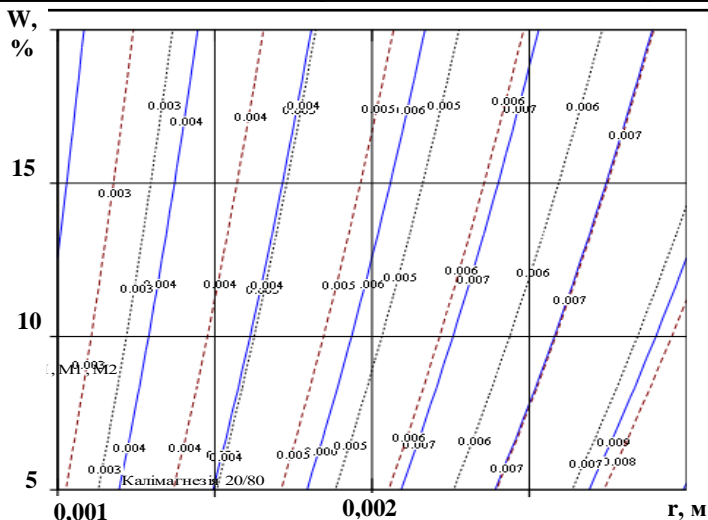


Рис. 4 - Графічні залежності розміру вічка транспортера b (м) від кінцевих радіуса гранули r та вологості W для ОМД із вмістом 10% калмагнезії: — при $\lambda = 0.5$; ---- при $\lambda = 0.75$; при $\lambda = 1.0$

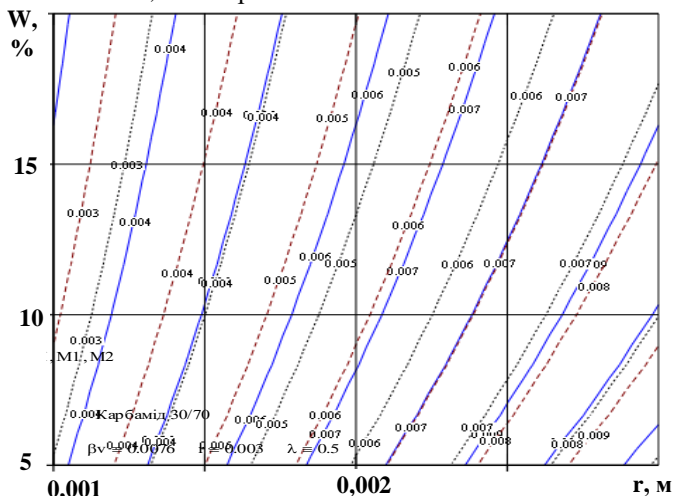


Рис. 5 - Графічні залежності розміру вічка транспортера b (м) від кінцевих радіуса гранули r та вологості W для ОМД із вмістом 20% карбаміду: — при $\lambda = 0.5$; ---- при $\lambda = 0.75$; при $\lambda = 1.0$

Аналізуючи результати проведеного дослідження можна зробити такі **висновки**.

Отримані експериментальні значення усадки органо-мінеральної суміші підтвердили гіпотезу про прямолінійну залежність між вологістю органо-мінеральної суміші на основі сапропелю та її об'ємом у межах досліджуваного діапазону вмісту мінеральних компонентів (10...30%). Значення коефіцієнта об'ємної усадки для таких сумішей знаходиться у межах 0,007...0,6.

Для усіх видів органо-мінеральних добрив (сапропель+суперфосфат, сапропель+калімагnezія, сапропель+карбамід) можна підібрати співвідношення між органічною та мінеральним частинами, за яких початковий розмір сторони квадрата вічка сітки гранулюючого транспортера буде складати 8...10 мм, а кінцевий діаметр гранул не перевищуватиме 6 мм. При цьому кінцева вологість гранул повинна знаходитись у межах 8...10 %, а співвідношення між стороною квадрата вічка сітки гранулюючого транспортера та товщиною шару нанесеної суміші повинно становити $\lambda=0,5...0,75$.

Найбільш технологічними, з точки зору забезпечення максимального розміру b є органо-мінеральні суміші на основі сапропелю до складу яких входить 10–20 % суперфосфату, до 10 % калімагnezія та 10–20 % карбаміду.

Література

1. Шевчук М. Й. Сапропелі України: запаси, якість та перспективи використання. – Луцьк: Надстир'я, 1996. – 383 с.
2. Пат 54510 України, В01J2/20. Пристрій для гранулювання органо-мінеральних добрив / Цизь І.Є., Спетрук І.О. - №u201006320; Заявл. 25.05.10; Опубл. 10.11.2010. Бюл. № 21. -3 с.
3. Ликов А.В. Теория сушки. – М.: Энергия, 1968. – 472 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 631.365:633.34

© К.Є. Цизь

Луцький національний технічний університет

АНАЛІЗ ЗАСОБІВ І МЕТОДІВ ПІСЛЯЗБИРАЛЬНОГО ОБРОБІТКУ СОЇ

В статті описані біологічні особливості сої, існуючі методи і засоби її сушіння, розглянуті основні вимоги, що висуваються до сучасних сушарок, дотримання яких би забезпечило проведення процесу з мінімальними затратами.

СОЯ, БІОЛОГІЧНІ ОСОБЛИВОСТІ, СУШІННЯ, ВИМОГИ.

Постановка проблеми. Важливим етапом у вирощуванні сої є своєчасне ретельне проведення збирання та правильна організація післязбирального обробітку зібраного врожаю. Основним завданням сушіння зернових і олійних культур є зниження вологості продукту до значень, при яких продукт можна безпечно закласти на тривале зберігання без самозігрівання. Проте, сушка – це не лише спосіб зниження вологості зерна. При правильно підібраному режимі сушки відбувається фізіологічне дозрівання зерна і поліпшення його якості.

В процесі неправильної сушки при нагріванні насіння понад допустиму температуру відбувається погіршення його якості, знижується схожість і енергія проростання в насінному зерні, збільшується пошкодження зернобобових культур.

Тому вибір правильного режиму сушіння і, відповідно, сушарки, яка б забезпечувала раціональний режим, суттєво впливають на якість насіння і його подальше зберігання.

Аналіз досліджень і публікацій. Дослідженням процесу сушіння різних рослинних матеріалів займалися ряд науковців, зокрема Ликов А.В., Птіцин С.Д., Котов Б.І., Дідух В.Ф., Зеленко В.І. та інші. Праці, що стосуються біологічних особливостей сої, її збирання і післязбирального обробітку, належать таким науковцям як Балакай Г.Т., Безуглова О.С., Заверюхин В.І., Левандовський І.Л. і ін. [1, 2, 3, 9]. Більш глибокими питаннями селекції та насінництва займалися вчені Баранов В.Ф., Лебедовский А.І. [2]. Проте саме безпосереднім вивченням процесу сушіння сої за допомогою різних режимів та методів приділено досить мало уваги. Тому необхідне проведення пошуку найоптимальнішого варіанта сушіння сої та розробка нової конструкції, яка б забезпечувала реалізацію даного методу.

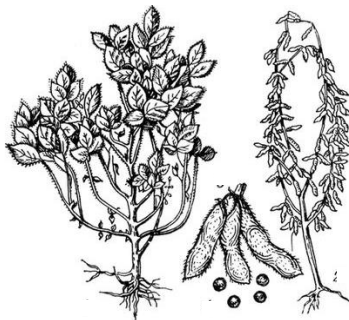
Мета дослідження. Метою роботи є огляд існуючих методів і засобів сушіння, які застосовуються для сушіння сої, визначення основних вимог, які висуваються до сушильного обладнання з метою зниження енергозатрат на проведення процесу.

Результати дослідження. Соя культурна – однорічна трав'яниста культурна рослина родини бобових, зовні подібна до квасолі, одна з найдавніших їстівних культур. За різноманітністю використання соя є найбільш цінна культура серед зернобобових, її вирощують як харчову, кормову і технічну культуру. Насіння сої містить понад 35 % білків, 17 – 25 % жиру і понад 20 % крохмалю [1, 2].

Коренева система сої – стрижнева. Головний корінь грубий, відносно короткий, бічні корінці у більшості тонкі, довгі, проникають у ґрунт на глибину до 2 м.



а



б

в

г

Рис.1 – Соя: а – насіння; б – вегетуюча рослина; г – боби; в – рослина з достиглими плодами

Висота стебла коливається від 20 см до 2 м. У сортів, поширених в Україні, – від 40 см до 1 м. Воно або грубе і товсте (діаметром завбільшки 11–13 мм) або ніжне і тонке (3–4 мм), прямостояче чи сланке, іноді витке, злегка колінчасто-зігнуте, добре гілкується [2]. Бічні гілки завдовжки до 10–18 см, відхиляються від стебла під різним кутом і утворюють з 5–10 гілок різної форми куц розлогий, напіврозлогий або стиснутий. Стебло і гілки вкриті білими, бурими, жовтими волосками. При досяганні стебло жовтіє, стає буро-жовтим чи рудим.

Листки - трійчасті (іноді на черешку утворюється до п'яти листочків), з малими прилистками, розміщені почергово, мають різну форму – яйцеподібну, овальну, ромбічну, клиноподібну з тупими або загостреними верхівками. У більшості сортів листки при досяганні рослин опадають, що полегшує механізоване збирання врожаю.

Квітки малі, мають п'ятизубчасту зелену чашечку та п'ятипелюстковий віночок білого або фіолетового кольору, маточку з верхньою зав'яззю та 10 тичинок (9 зрослих і одну вільну). Розміщуються квітки у пазухах листків на квітконіжках, утворюючи суцвіття-китиці (грона), які можуть бути короткими, малоквітковими – з 2–4 квітками або довгими, багатоквітковими – з 10–20 квітками і більше.

Плоди - боби, за формою – прямі, мечеподібні, злегка зігнуті, шабле- або серпоподібні, плоскі чи опуклі, з гладенькими або чоткоподібними стулками. Мають світлий, коричневий чи бурий окрас, з рудуватим опушенням, завдовжки 3–7 см і завширшки 0,5–1,5 см. Вміст – 1–4 насінин. [2].

У загальному комплексі робіт вирощування сої найбільш складним і трудомістким технологічним процесом є збирання та післязбиральний обробіток врожаю. Зумовлюється це специфікою біологічних та сортових особливостей рослин у період дозрівання. Соя, як і інші зернобобові культури, дозріває нерівномірно. Її боби на стеблах розміщені низько, у повній стиглості мають високу вологість і гігроскопічність. Під час збирання врожаю із стулок легко висипається і травмується насіння.

Сою починають збирати у фазі повного дозрівання зерна, коли в рослин обпадуть листки, боби побуріють або набудуть властивого сорту кольору, насіння легко відокремлюється від стулок і під час струшування боби "гримлять", а вологість знижується до 14–16%. За низької температури й вологого повітря зерно загниває, а в спекотні дні боби розтріскуються, тому збирання потрібно проводити в стислий термін.

Збирають сою, як правило, прямим комбайнуванням.

Основні втрати врожаю, які складають до 75 %, це втрати за жнивваркою непереоладнаного комбайна. Тому при підготовці комбайна до збирання сої необхідно зробити все, щоб ці втрати були найменшими. При цьому слід мати на увазі, що один „біб” залишений у полі на кожній рослині – це мінус 1–2 ц/га урожаю. Щоб зібрати сою з найменшими втратами необхідно забезпечити низький зріз рослин на висоті 4–6 см. За даними інституту зернового господарства на висоті 5 см від поверхні поля на стеблах сої знаходиться 1,8 % врожаю, на висоті 9 см – 10 %. [2]. З цією метою різальний апарат жнивварки опускають у найнижче положення і рівномірно натягують блоки урівноважуючих пружин з таким розрахунком, щоб він був паралельно поверхні поля.



Рис. 2 – Збирання урожаю

В умовах господарств післязбиральний обробіток насіння сої доцільно проводити на зерноочисних агрегатах, зерносушильно-очисних комплексах, механізованих лініях і окремих машинах. Очистку сировини сої виконують на агрегатах КЗСУ-25, КЗСУ-50, ЗАВ-20, ЗАВ-40, ЗАВ-20, ЗАВ-40, ОВП-20А, ОВС-25, "Вібрант-ДО-521" та інші. Для очистки малих партій насіння доцільно використати насінноочисні машини ОВП-20А, ОРП-20, ОЗП-20, ОС-4,5 [7].

Для зниження вологості насіння до 14 % застосовують штучне сушіння. Теплове сушіння сої ускладнюється тим, що оболонка насіння висихає швидше, ніж ядро з сім'ядолями та зародком, починає зменшуватись і під тиском ядра розривається, внаслідок чого сім'ядолі розходяться, а зародок гине. При високих температурах зерно розтріскується. Отже сушити його слід обережно. Температура теплоносія при вологості насіння 16–18 % становить 40⁰С, при 25–30 % – 30⁰С. За один пропуск знижують вологість насіння не більше як на 4 %, а між пропусками його охолоджують протягом 5 годин. Товарне насіння можна сушити при температурі на 5–10 ⁰С вищій ніж потрібної для сушіння посівного матеріалу. Для сушки зерна і насіння сої з підвищеною вологістю до кондиції необхідно використати універсальні зерносушарки шахтного типу СУШ-8, СУШ-16, ДС-10, ЖСП-30, а також пересувні сушарки СЗПБ-2,4, СЗСБ-8 та ін. Також щороку все ширшого використання набувають сушарки закордонного виробництва: Sukup, Farm Fans, Mathews Company, Delux і ін. [7,8].

На фермерському підприємстві з виробництва сільськогосподарської продукції у с. Зимне, Вол.-Волинського р.-ну, сушіння насінєвих матеріалів здійснюється за допомогою сушарки з виробництва США фірми «Sukup» (рис. 2).

Процес сушіння насіння в зерносушарках Sukup відбувається таким чином: зерно подається в завантажувальний бункер 1 із сховища

за допомогою пристрою подачі зерна (норії, шнекового або стрічкового транспортера). У верхній частині бункера для вологого насіння розташований датчик заповнення зерносушарки 2, який контролює рівень заповнення зерносушарки насінням.

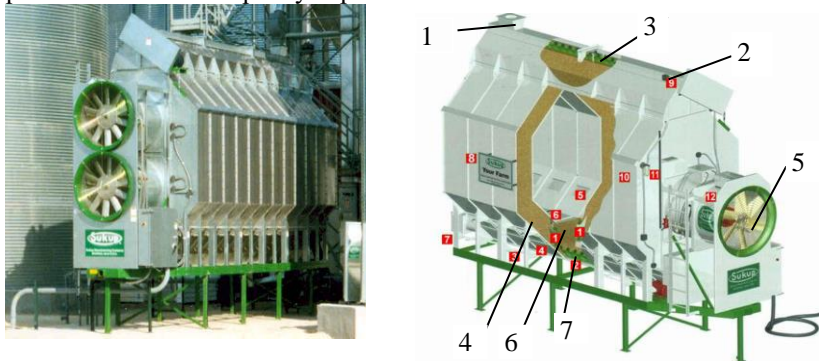


Рис. 2 – Сушарка «Сукор»: 1 – завантажувальний бункер; 2 – датчик заповнення зерносушарки; 3 – завантажувальний шнек; 4 – насіневі колони; 5 – вентилятор; 6 – дозуючі вальці; 7 – вивантажувальний шнек

В процесі заповнення зерносушарки, завантажувальний шнек 3, розташований в бункері для вологого зерна, рівномірно розподіляє зерно за всією довжиною зерносушарки. Після того, як насіневі колони 4 (простір між внутрішніми і зовнішніми металевими перфорованими листами обшивки камери сушки, розділеними перегородками) повністю заповняться зерном, спрацює датчик заповнення зерносушарки і подасться команда на відключення завантажувального шнека зерносушарки і допоміжного пристрою подачі насіння, а також команда запуску вентиляторів 5 і паливного блоку. Протягом 100 секунд температура в камері сушіння стабілізується, після чого оператор формує бажаний режим сушіння. Після закінчення сушіння, насіння вивантажується із зерносушарки за допомогою дозуючих вальців 6 і розвантажувального шнека зерносушарки 7.

Висновки: оскільки, при вирощуванні сої на насіння пріоритетним є одержання саме високоякісного насіння, то це варто враховувати в процесі збирання і післязбирального обробітку. Важливим етапом при цьому є здійснення процесу сушіння за допомогою зерносушарок, без втрати посівних властивостей матеріалу.

У виробництві сої на олію, важливим є швидке проведення процесу сушіння і правильний вибір зерносушильного обладнання для його здійснення. Обов'язково потрібно враховувати безліч чинників

для того, щоб вибране обладнання максимально відповідало потребам господарства і було менш енергозатратним.

Перш за все, вибір зерносушарки визначається її продуктивністю, вартістю, економною витратою палива, безпекою в роботі, надійністю автоматичного контролю вологості зерна на виході з сушарки, автоматичним управлінням температурою зерна і гарячого повітря. Також важлива легкість очищення сушарки. Важливу роль при цьому відіграє подальше використання матеріалу, що піддається сушінню.

З метою оптимізації роботи і зниження витрати на проведення процесу сушіння слід звертати увагу на те, що подача агента сушіння повинна бути забезпечена до кожної насінини з усіх боків. Наявність застійних зон або локальних течій осушуваного продукту не допускається. Необхідно забезпечити максимум контакту осушуваного продукту з сушильним агентом.

Для цього слід розробити нову конструкцію сушарки, яка б відповідала всім поставленим вимогам і забезпечувала проведення нових режимів сушіння, що в свою чергу дозволить ефективно використовувати енергію теплоносія і відповідно дасть змогу зменшити витрати палива.

Література

1. Балакай Г.Т., Безуглова О. С. Соя: екологія, агротехніка, переработка/ Д: Феникс, 2003. – 160 с.
2. Баранов В.Ф., Лебедовский А.І. Селекція, насінництво й технологія обробітку технічних культур. – М., 1980.
3. Заверюхин В.І., Левандовський І.Л., Виробництво сої. – К.:Врожай, 1988. – 112 с.
4. Мякушко Ю.П. Соя / Під ред. доктор с.-х наук, кандидата с.-х. наук В.Ф. Баранов. – М.: Колос, 1984. – 332 с.
5. Поздняков В. Г. Економічні і технологічні аспекти виробництва сої. – М., 1990 – 554 с.
6. Тур Н.С., Загорулько А.А. Агроекологічні основи обробітку сої: навчальний посібник. – Краснодар: МГАУ, 1994. – 444с.
7. Герой А.П., Самочетов В.Ф. Зерносушение и зерносушилки. – М.: Колос, 1967.
8. Птицын С.Д. Зерносушилки.– М.: Машиностроение, 1966.
9. Дідух В.Ф. Підвищення ефективності сушіння сільськогосподарських рослинних матеріалів: монографія. – Луцьк: ЛДТУ, 2002 – 165 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК621.33

© Р.І. Чвартацький

Тернопільський національний технічний університет ім. І. Пулюя

І.І. Чвартацький к.т.н.

ВП НУБ і П України „Бережанський агротехнічний інститут”

В.М. Каретін

Тернопільський національний технічний університет ім. І. Пулюя

ДО ПИТАННЯ ПОДРІБНЕННЯ І ЗМІШУВАННЯ КОРЕНЕБУЛЬБОПЛОДІВ

Приведена конструкція агрегату для подрібнення і змішування кормових сумішей. Суть конструкції заключається в тому, що подрібнюючий корпус виконано конічної форми з вертикальною віссю обертання і зменшеним діаметром до низу, який є у взаємодії з зазором з зовнішнім рухомим конічним корпусом, по всій довжині якого виконані наскрізні подрібнюючі зуби по гвинтовій поверхні. На виході подрібнена маса коренебульбоплодів змішується з комбікормами в необхідних співвідношеннях. Приведені аналітичні залежності для визначення якості змішування і енерговитрати процесів подрібнення і змішування.

ПОДРІБНЕННЯ КОРЕНЕБУЛЬБОПЛОДІВ, ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС ЗМІШУВАННЯ.

Постановка проблеми. Технологічні процеси виробництва кормів в агропромисловому комплексі пов'язані з подрібненням коренебульбоплодів і їх змішуванням, а також розробленням і виготовленням установок для їх приготування.

Тому обґрунтування параметрів подрібнюючих і змішувальних гвинтових робочих органів апаратів для приготування кормів тваринам є актуальною темою і має важливе народногосподарське значення.

Аналіз останніх досліджень. У кормовиробництві для подрібнення кормів поширені дискові та барабанні різальні апарати, які, володіють рядом вагових недоліків. Основним недоліком існуючих методів подрібнення коренебульбоплодів є їх низька продуктивність, висока технологічна складність обладнання та енерговитрати.

Метою роботи є розроблення конструкції апарату для подрібнення і змішування кормів і встановлення якісних показників процесу змішування.

Результати дослідження. Розроблено агрегат для подрібнення і змішування корму, який зображено на рис. 1.

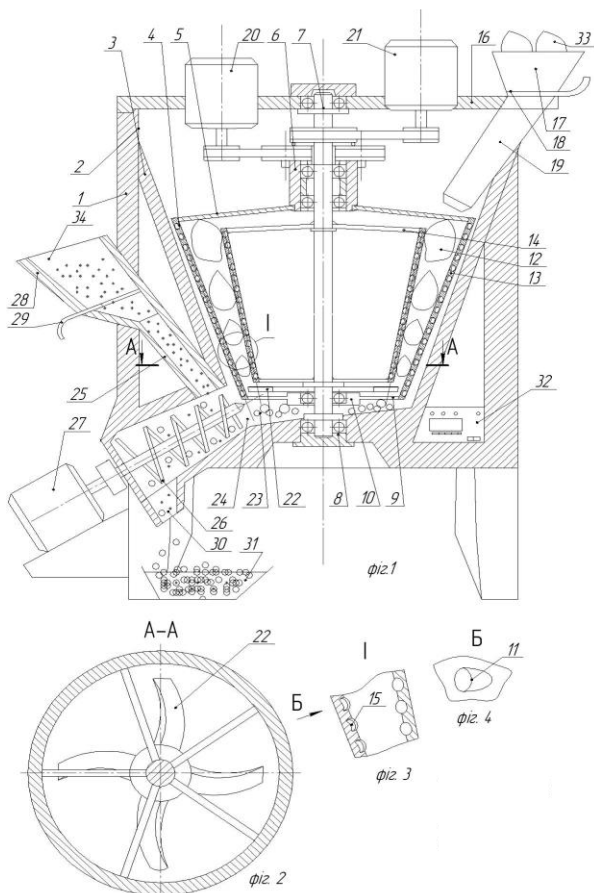


Рис. 1 - Агрегат для подрібнення і змішування кормових сумішей

Агрегат для подрібнення і змішування кормів виконано у вигляді циліндричного корпусу 1, який встановлено вертикально. У внутрішній циліндричний отвір 2 якого жорстко встановлено конічний нерухомий корпус 3 зменшеним діаметром вниз, який є у взаємодії з зазором зовнішнім подрібнюючим корпусом конічної форми 4. Останній жорстко зверху з'єднаний верхніми ребрами жорсткості 5, наприклад, п'ять, які встановлені рівномірно по колу, які в свою чергу другими кінцями жорстко закріплені до циліндричної маточини 6, яка встановлена і центрі конічного нерухомого корпусу, всередині якого на підшипниках встановлено приводний вал 7. Останній знизу жорстко встановлено на дно конічного нерухомого корпусу на упорно-

радіальний підшипник 8 з можливістю кругового повертання. Знизу зовнішній, подрібнюючий корпус 4 жорстко з'єднаний ребрами жорсткості 9, наприклад, п'ять, з корпусом підшипника 10, які встановлені рівномірно по колу, всередині якого встановлено нижній кінець приводного вала 7. По всій площі зовнішнього, конічного, подрібнюючого корпуса 4 виконані по гвинтовій лінії наскрізні подрібнюючі зуби 11, які є у взаємодії з бульбоплодами. У внутрішній простір зовнішнього, подрібнюючого корпуса 4 з зазором встановлено внутрішній, конічний, подрібнюючий корпус 13, який зверху жорстко з'єднаний ребрами жорсткості 14, наприклад, п'ять, які встановлені рівномірно по колу, другі кінці яких жорстко з'єднані з приводним валом 7. По всій площі внутрішнього, конічного, подрібнюючого корпуса 13 виконані наскрізні подрібнюючі зуби 15. Причому кут нахилу зовнішнього, подрібнюючого корпуса є більшим кута нахилу внутрішнього, подрібнюючого корпуса. При цьому зазор між ними по мірі опущення вниз зменшується.

Зверху кришки 16 циліндричного корпуса 1, яка до нього жорстко закріплена відомим способом встановлено бункер 17 коренебульбоплодів з шибером 18. Нижній кінець вихідного вікна 19 бункера 17 виходить в зону зазора між внутрішнім і зовнішнім конусними, подрібнюючими корпусами.

Привід зовнішнього, конусного, подрібнюючого корпуса 4 здійснюється від електродвигуна 20 через відому систему елементів приводів, а внутрішнього, конусного подрібнювача – від електродвигуна 21.

Знизу під внутрішнім, конусним подрібнювачем 13 жорстко на приводному валу 7 встановлено вивантажувальну крильчатку 22, яка подає подрібнену масу 23 горловини 24, яке виконано під кутом до горизонту конусної циліндричної форми з можливістю їх вільного виходу в зону подачі сипких матеріалів по каналу 25 для змішування. Остання є у взаємодії з конічним, вивантажувальним шнеком 26 з індивідуальним приводом 27. Бункер сипких матеріалів 28 з шибером 29 встановлений з лівої сторони циліндричного корпуса 1. Під вивантажувальним вікном 30 агрегата встановлена ємність 31 для збору готового корму.

Управління роботою агрегата здійснюють з пульта керування 32, іл. 4.

Черняєв Н.П. [1] описує три механізми змішування: дифузійне, яке характеризується хаотичним рухом окремих частинок в обмеженому просторі, при якому кожна частинка має рівні можливості відхилитись в будь-який бік при зіткненні з іншою частинкою по

аналогії з Броунівським рухом; конвективне, при якому суміжні частинки групами переміщуються з одного положення в інше; змішування зсувом, при якому суміжні шари частинок рухаються відносно один одного.

Для циліндричного змішувача Черняєв Н.П. наводить рівняння Фішера Ф.К. для дифузійного змішування:

$$\frac{\partial w}{\partial t} = D_o \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} + D_z \left(\frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial w}{\partial r} \right), \quad (1)$$

де w – густина розподілу, яка має зміст концентрації частинок; t – час змішування; D_o, D_z – коефіцієнт осьової і радіальної дифузії, оскільки дифузія відбувається як в осьовому, так і в радіальному напрямку; r, z – відстані в радіальному і осьовому напрямках.

Відомо, що в технічній літературі та в довідкових посібниках продуктивність шнека, в процесі його проектування рекомендується визначати за формулою (5):

$$Q = \pi/4 (D^2 - d^2) S n \varphi, \quad (2)$$

де Q – продуктивність в одиницях об'єму; D і d – діаметри гвинта і вала; S – крок гвинтової поверхні; n – число оборотів гвинта в одиницю часу; φ – коефіцієнт, величина якого менше одиниці.

Цей коефіцієнт показує, яка частина матеріалу, що транспортується від об'єму одного витка шнека пересувається на один крок з кожним поворотом шнека. Саме цей коефіцієнт називають «коефіцієнтом наповнення». За змістом створюється враження, що він показує, яка частина об'єму шнека заповнена матеріалом. Але насправді це не так. Шнек може транспортувати матеріал, не будучи заповненим і за об'ємом. Однак його значення не буде рівне одиниці, а буде значно меншим. Цей коефіцієнт правильніше називати коефіцієнтом продуктивності, бо він показує не міру наповнення об'єму шнека матеріалом, а величину тієї частини об'єму матеріалу, яка рухається до кінця транспортера з кожним обертом шнека і яка визначає істинну продуктивність пристрою на відміну від теоретичної продуктивності, рівної

$$Q_T = \pi/4 (D^2 - d^2) S n. \quad (3)$$

Визначаючи масу матеріалу, що знаходиться в шнекові, користуються формулою:

$$Q_T = \pi/4 (D^2 - d^2) L \gamma_o \varphi_i, \quad (4)$$

де Q_T – маса матеріалу, що знаходиться в шнекові; L – довжина шнека; γ_o – маса одиниці об'єму матеріалу, що транспортується; φ_i – коефіцієнт, що показує наповнення об'єму шнека матеріалом.

Саме цей коефіцієнт φ_i повинен називатися коефіцієнтом наповнення, оскільки він дійсно показує, яка частина об'єму шнека заповнена матеріалом.

Отже, робота гвинтового конвейєра повинна характеризуватися двома розрахунковими коефіцієнтами: φ – коефіцієнтом продуктивності і φ_i – коефіцієнтом наповнення, які не рівні і знаходяться в наступній залежності: $\varphi_i \geq \varphi$.

В якості показника змішування частіше за все використовують коефіцієнт неоднорідності суміші [1, 2, 3], який визначається по ключовому компоненту. Коефіцієнт неоднорідності суміші ($v_c, \%$) визначають за формулою:

$$v_c = \frac{100}{\bar{x}} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n-1}}, \quad (5)$$

де \bar{x} – середній вміст ключового компонента в суміші, %; x_i – вміст ключового компонента в окремій i -ій пробі, %; n – кількість вибірок.

В праці [1] для визначення ефективності процесу змішування E_c наводиться залежність такого виду:

$$E_c = \psi \left(k_c, \frac{W_1 \dots W_{n-1}}{W_n}, \tau, n \right), \quad (6)$$

де k_c – коефіцієнт заповнення; $W_1 \dots W_{n-1}$, W_n – концентрація (співвідношення) компонентів в суміші; τ – час змішування; n – частота обертання робочого органу.

Висновки. Розроблено конструкцію пристрою для змішування.

Література

1. Черняев Н.П. Технология комбикормового производства. – М.: Агропромиздат, 1985. – 256 с.
2. Груздев И.Э., Мирзоев В.Г., Янков В.И. Теория шнековых устройств. – Л.: Изд-во Ленингр. ун-та, 1978. – 144 с.
3. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.
4. ГОСТ 2705-73. Шнеки для сельскохозяйственных машин. – М.: Изд-во стандартов, 1973. – 16 с.

Рецензент д.т.н., проф. Б.М. Гевко

УДК. 631. 331

© М.С. Шведик, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ ДОПУСТИМОГО КУТА НАХИЛУ ГРАВІТАЦІЙНОГО РОЗПОДІЛЬНИКА НАСІННЕВОГО ПОТОКУ ВІДНОСНО ГОРИЗОНТУ

У статті наведено аналіз причин, що призводять до зменшення рівномірності розподілу основного насінневого потоку по підпотоках, встановлено аналітичну залежність ефективної площі стабілізатора, через яку вловлюється насіння, від кута α нахилу розподільника відносно горизонту, та визначено його допустиме значення.

РОЗПОДІЛЬНИК, НАСІННЯ, ПОТІК, ПІДПОТІК, ВЛОВЛЮВАЧ, СТАБІЛІЗАТОР, НАХИЛ, ЕЛПС, ПЛОЩА.

Постановка проблеми. Значним резервом підвищення врожайності зернових культур є забезпечення рослинам рівномірної площі живлення [1, 2]. При цьому оптимальна площа живлення повинна мати форму круга, яка досягається у випадку розміщення насіння по поверхні поля в вершинах рівностороннього трикутника з довжиною ребра 50 мм [3]. Ця задача може бути успішно розв'язана шляхом застосування точного висіву насіння.

Однак, на даний час в світовій практиці точний висів насіння зернових культур поки що не застосовується. Тому підвищити рівномірність розподілу насіння по площі поля вчені і практики намагаються шляхом удосконалення існуючих способів сівби та технічних засобів для їх здійснення [4, 5, 6]. З цією метою на стерньових сівалках широко застосовують гравітаційні розподільники [7, 8], установка яких забезпечує поділ основного насінневого потоку на кілька підпотоків або розсіює його по ширині захвату сошника, що дозволяє в порівнянні з рядовим і вузькорядним висівом дещо підвищити рівномірність висіву насіння по площі поля. Принцип дії таких пристроїв ґрунтується на розсіканні основного насінневого потоку під час його вільного падіння в насіннепроводі на кілька підпотоків. Однак, в літературних джерелах відсутні будь-які рекомендації щодо обґрунтування їх конструктивних параметрів.

У зв'язку з цим виникає потреба провести подальші дослідження, на основі яких визначити допустимий кут нахилу

двопоточного клинового розподільника основного насінневого потоку відносно горизонту та висоти подільника.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз літературних джерел, приурочених гравітаційним розподільникам, показує [7, 8], що їм приділяється належна увага, і вони постійно вивчаються. На основі результатів досліджень авторами [3, 4, 5, 6, 7, 8] розроблені і запропоновані сільськогосподарському виробництву широкий спектр пристроїв для поділу основного насінневого потоку на кілька підпотоків або розсіювання його по ширині захвату сошника. При цьому встановлено, що найвищу рівномірність розподілу насіння по площі поля забезпечує двопоточний клиновий розподільник.

Однак, ці рекомендації в основному стосуються конструктивно-технологічних рішень та вибору кривизни брахістрохони [6], яка забезпечує тракторію спуску насіння в борозну розкрито сошником. В той же час в літературних джерелах відсутні будь-які рекомендації щодо вибору кута нахилу розподільника відносно горизонту та висоти подільника, що не сприяє їх широкому впровадженню у виробництво.

Мета дослідження – обґрунтувати допустиме значення кута нахилу двопоточного, клинового розподільника основного насінневого потоку відносно горизонту та висоти подільника.

Результати дослідження. На основі результатів дослідження [2, 3, 4, 5, 6, 7, 8] нами розроблено гравітаційний двоступеневий розподільник насінневого потоку, схема якого наведена на рис. 1. Розподільник складається з корпусу 1, в якому зверху встановлено лійкоподібний стабілізатор 2 основного насінневого потоку, а під ним послідовно розміщено ділильник 5 першої (верхньої) ступені та ділильник 7 другої (нижньої) ступені. При цьому в верхньому ділильнику 5 виконано два стабілізатори 3 насінневого потоку, з установленим між ними пластинчатим подільником 4, а в нижньому ділильнику 7 – чотири стабілізатори 8 з двома пластинчатими подільниками 6 і 10. Кожен стабілізатор закінчується центрувальним каналом 9.

Розподільник працює наступним чином. Основний насінневий потік з висівного апарата по насіннепроводу потрапляє на стабілізатор 2, де відбувається погашення його швидкості. При цьому насіння сповзає по конічній поверхні стабілізатора до його центра і при проходженні крізь циліндричний канал – центрується в ньому, тобто концентрується навколо осі падіння, яка при вертикальному розміщенні розподільника проходить через центр подільника 4, і ділить його на два підпотoki. Далі кожен з цих підпотоків спочатку

потрапляє в свій стабілізатор 3, де знову відбувається аналогічне погашення швидкості його падіння і центрування в каналі, а потім настає поділ відповідно на подільниках 6 і 10 ще на два підпотоки, в результаті чого утворюється чотири підпотоки.

Таким чином, верхній розділений потік P_1 ділиться у свою чергу ще на два окремих підпотоки P_2 , і в результаті відбувається поділ основного насінневого потоку P на чотири підпотоки P_2 , що забезпечує вузькорядний висів. Такий спосіб сівби отримав назву розсосереджений і за рівномірністю розподілу насіння по площі поля наближається до точного.

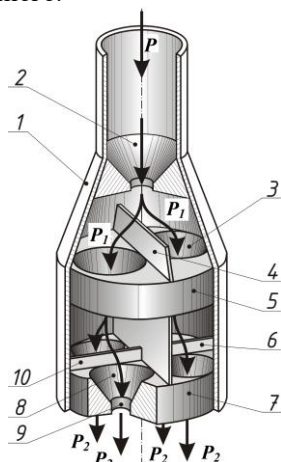


Рис. 1 – Схема двоступеневого чотири потокового гравітаційного розподільника основного насінневого потоку: 1 – корпус; 2, 3, 8 – стабілізатор насінневого потоку; 4, 6, 10 – подільник насінневого потоку; 5, 7 – ділильник першої і другої ступені; 9 – центрувальний канал

Аналіз насінневого потоку насіння, яке проходить крізь центрувальний канал спрямовувача розміщеного над подільником першої ступені розподільника, показує, що його можна оцінити кількісним показником, величину якого позначимо символом P . При цьому величина показника P з однієї сторони пропорційна площі каналу спрямовувача, а з другої – рівна числу насінин, що можуть одночасно пройти крізь поверхню, яка є горизонтальним перерізом каналу. Очевидно, що друге припущення є більш коректним, ніж перше, оскільки воно реально відображає процес проходження каналу окремими насінинами.

Враховуючи те, що половина насінини з зародком має більшу масу, ніж протилежна їй частина, то припускаємо, що все насіння летить через канал зародком донизу, тобто його більша вісь співпадає з вертикаллю.

Оскільки середня товщина a і ширина b насінини становлять відповідно $a = 3$ мм і $b = 4$ мм, то можна вважати, що поперечний переріз її має форму круга, середній діаметр якого становить $d=3,5$ мм. Отже, площа перерізу такої насінини становить

$$S_{\text{попер.зернини}} \approx 10 \text{ мм}^2.$$

Очевидно, що у випадку щільного заповнення насінням каналу спрямовувача, наприклад, з радіусом $R_k = 6$ мм, площа якого становить:

$$S_k = \pi R_k^2 \approx 113 \text{ мм}^2,$$

число насінин, що можуть одночасно пройти крізь нього, можна визначити за формулою:

$$n = \frac{S_{\text{каналу}}}{S_{\text{попер.зернини}}} = \frac{113}{10} \approx 10 \text{шт.}$$

Але в реальному процесі розміщення насінин в каналі між ними є простір, внаслідок чого площа, що припадає на одну насінину збільшується. Тому необхідно враховувати міжнасіннєвий простір. Для характеристики щільності розміщення насіння в каналі, з врахуванням міжнасіннєвого простору, введемо спеціальний термін “ефективна площа поперечного перерізу насінини” і позначимо цю площу $S_{\text{эф}}$, яку можна визначити наступним чином:

$$S_{\text{эф}} = ab = 12 \text{ мм}^2.$$

Отже, з врахуванням вищевикладеного, число насінин в каналі становитиме:

$$n = \frac{S_{\text{дат.дв.дв.}}}{S_{\text{дв.}}} = \frac{113}{12} \approx 10 \text{ шт.},$$

тобто дев’ять або десять насінин.

Таким чином, на основі викладеного і з врахуванням вимог щодо забезпечення безперервності технологічного процесу, можна зробити висновок, що сумарна пропускна здатність чотирьох нижніх каналів подільника другої ступені повинна бути рівною, або більшою від пропускної здатності центрального каналу спрямовувача розподільника основного насіннєвого потоку.

Очевидно, що при вертикальному розміщенні розподільника (рис.1) насіннєвий потік P ділиться на дві рівні частини – $P_1 = P_2$. Однак, під час переміщення сівалки по поверхні поля, розподільник разом з нею здійснює постійні коливання (рис. 2), і його лійкоподібні стабілізатори відповідно повертаються на кут α навколо точки O за або проти годинникової стрілки. При цьому, один з стабілізаторів

опускається нижче осі Ox , в той час як інший піднімається вище цієї осі, а установлений між ними подільник насінневого потоку перекриває частину площі опущеного стабілізатора (насінневловлювача) і своєю поверхнею спрямовує все відокремлене насіння в піднятий стабілізатор. Тому умова рівності поділу насіння між підпотоками порушується і $P_1 \neq P_2$.

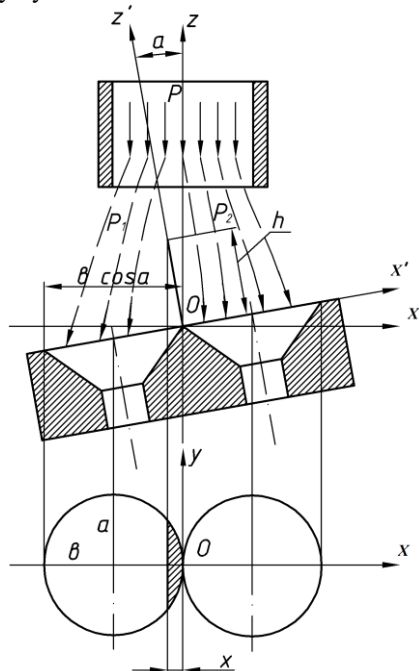


Рис. 2 – Схема до визначення залежності ефективної площі стабілізатора, через яку вловлюється насіння, від кута α нахилу розподільника відносно горизонту

Таким чином, внаслідок коливання розподільника, відбувається нерівномірний перерозподіл основного насінневого потоку між підпотоками. При цьому величина кожного підпотoku P_1 і P_2 пропорційно залежить від площі, на яку потрапляє насіння. Тобто,

$$P_1 = kS_1;$$

$$P_2 = kS_2;$$

$$S_{\text{повне}} = S_1 + S_2,$$

де k – коефіцієнт пропорційності, який враховує зменшення площі горизонтальної проекції насінневловлювача внаслідок кута α нахилу

розподільника до горизонту; S_1 – площа верхнього насінневловлювача; S_2 – площа нижнього насінневловлювача.

Аналіз технологічного процесу розподільника показує, що в міру збільшення кута α нахилу розподільника до горизонту, горизонтальна проекція форми насінневловлювачів змінюється – від круга (при $\alpha = 0$) до еліпса, площа якого визначається за відомою формулою:

$$S_{ел} = \pi ab, \quad (1)$$

де a – велика піввісь, а b – мала піввісь еліпса, яка визначається так:

$$b = a \cdot \cos(\alpha), \quad (2)$$

тут α – кут нахилу розподільника до горизонту.

З врахуванням останнього виразу формула (1) набуде вигляду:

$$S_{ел} = \pi a^2 \cos(\alpha).$$

Але площа насінневловлювача буде визначатись як площа еліпса тільки для того насінневловлювача, який при нахилі розподільника піднімається вище горизонтальної лінії і займає верхнє положення, а еліпсоїдна площа насінневловлювача, який опускається нижче горизонтальної лінії і займає нижнє положення, буде ще й частково перекриватись подільником, який має висоту h .

Площу перекриття еліпса можна визначити, виходячи з тих міркувань, що площа – це інтеграл, тобто це є криволінійна трапеція, яка обмежена віссю OX , кривою $y = f(x)$ та межами визначення і її

можна визначити, знайшовши інтеграл $\int \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}} dx$ методом

підстановки змінних:

$$\left\{ \begin{array}{l} x = a \sin(t); \\ \sin(t) = \frac{x}{a}; \\ t = \arcsin\left(\frac{x}{a}\right); \\ dx = a \cdot \cos(t) dt. \end{array} \right.$$

Отже, підставивши змінні в інтеграл, отримаємо:

$$\begin{aligned} S_{неп.ел.} &= \int \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}} dx = \int \sqrt{1 - \sin^2(t)} \cdot a \cdot \cos(t) dt = \int \sqrt{\cos^2(t)} \cdot a \cdot \cos(t) dt = \\ &= a \int \cos^2(t) dt = a \int \frac{1 + \cos(2t)}{2} dt = \frac{a}{2} \left(t + \frac{1}{2} \sin(2t) \right) + C = \end{aligned}$$

$$= \frac{a}{2} \left(\arcsin \left(\frac{x}{a} \right) + \frac{1}{2} \sin \left(2 \arcsin \left(\frac{x}{a} \right) \right) \right) + C.$$

Після перетворення другого члена останнього виразу:

$$\begin{aligned} \sin \left(2 \left(\arcsin \left(\frac{x}{a} \right) \right) \right) &= 2 \cdot \sin \left(\arcsin \left(\frac{x}{a} \right) \right) \cdot \cos \left(\arcsin \left(\frac{x}{a} \right) \right) = \\ &= 2 \frac{x}{a} \cdot \sqrt{1 - \sin^2 \left(\arcsin \left(\frac{x}{a} \right) \right)} = 2 \frac{x}{a} \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}} = \frac{2x}{a^2} \sqrt{a^2 - x^2} \end{aligned}$$

отримаємо наступне рівняння:

$$S_{\text{пер.ел.}} = \frac{a}{2} \left(\arcsin \left(\frac{x}{a} \right) + \frac{x}{a^2} \sqrt{a^2 - x^2} \right) + C,$$

яке після перетворення і звільнення від постійної інтегрування C набуде вигляду:

$$S_{\text{пер.ел.}} = \frac{a}{2} \left(x_1 \cdot \sqrt{b^2 - x_1^2} + b^2 \arcsin \left(\frac{x_1}{b} \right) \right),$$

де x_1 – проекція висоти подільника на горизонтальну площу, тобто

$$x_1 = h \cdot \sin(\alpha).$$

Отже, площу еліпса після перекриття подільником внаслідок нахилу розподільника відносно горизонту на деякий кут α можна визначити за формулою:

$$S_{\text{пер.ел.}} = \pi ab - \frac{a}{2} \left(x_1 \cdot \sqrt{b^2 - x_1^2} + b^2 \arcsin \left(\frac{x_1}{b} \right) \right),$$

яка з врахуванням виразу (2) набуде наступного виду:

$$S_{\text{пер.ел.}} = \pi ab - \frac{a}{2} \left(x_1 \cdot \sqrt{(a \cdot \cos(\alpha))^2 - x_1^2} + (a \cdot \cos(\alpha))^2 \arcsin \left(\frac{x_1}{a \cdot \cos(\alpha)} \right) \right), \quad (3)$$

де x_1 – це величина, яка набуватиме від'ємного значення, доки

$$h \cdot \cos(90 - \alpha) < a \cdot \cos(\alpha) = b$$

і додатного, коли

$$h \cdot \cos(90 - \alpha) > a \cdot \cos(\alpha) = b.$$

Оскільки праві частини останніх двох нерівностей рівні, то можемо записати, що

$$x = h \cdot \cos(90 - \alpha) - b = h \cdot \cos(90 - \alpha) - a \cdot \cos(\alpha).$$

Підставимо отримане значення x замість x_1 у вираз (3) і отримаємо рівняння:

$$S_{\text{пер.ел.}} = \pi ab - \frac{a}{2} \left[(h \cdot \cos(90 - \alpha) - a \cdot \cos(\alpha)) \times \right.$$

$$\begin{aligned} & \times \sqrt{(a \cdot \cos(\alpha))^2 - (h \cdot \sin(\alpha) - a \cdot \cos(\alpha))^2} + \\ & + (a \cdot \cos(\alpha))^2 \arcsin \left(\frac{(h \cdot \sin(\alpha) - a \cdot \cos(\alpha))}{a \cdot \cos(\alpha)} \right) \Bigg], \end{aligned} \quad (4)$$

яке дає можливість визначити ефективну площу нижньої основи (вхідного конусного отвору) стабілізатора, що частково перекривається подільником внаслідок нахилу розподільника відносно горизонту, і через яку відбувається вловлюється насіння.

Для стабілізатора, розміщеного праворуч осі OZ , подільник своєю поверхнею відокремлює від основного насінневого потоку частку насіння, що розміщується ліворуч осі OZ з перекритої зони опущеного стабілізатора і спрямовує все відокремлене насіння в піднятий стабілізатор. Таким чином для верхнього стабілізатора ефективна площа вловлювання насіння після його поділу подільником збільшиться на величину перекриття нижнього стабілізатора, тобто вона визначатиметься так:

$$S_{\text{еф.верх.стаб.}} = S_{\text{ел.}} + S_{\text{пер.ел.}}$$

де $S_{\text{еф.нижн.стаб.}}$ – ефективна площа вловлювання зернового потоку верхнім стабілізатором; $S_{\text{ел.}}$ – площа еліпса (верхньої основи) стабілізатора; $S_{\text{пер.ел.}}$ – площа еліпса, яка перекривається подільником під час нахилу розподільника.

Отже, остаточно можна записати, що

$$\begin{aligned} S_{\text{аб.дод.під.стаб.}} &= \pi ab + \frac{a}{2} \left[(h \cdot \cos(90 - \alpha) - a \cdot \cos(\alpha)) \times \right. \\ & \times \sqrt{(a \cdot \cos(\alpha))^2 - (h \cdot \sin(\alpha) - a \cdot \cos(\alpha))^2} + \\ & \left. + (a \cdot \cos(\alpha))^2 \arcsin \left(\frac{(h \cdot \sin(\alpha) - a \cdot \cos(\alpha))}{a \cdot \cos(\alpha)} \right) \right]. \end{aligned} \quad (5)$$

За рівнянням (4) на рис. 3 побудовано графічну залежність зміни ефективної площі $S_{\text{еф.нижн.стаб.}}$, через яку вловлюється насіння в нижньому стабілізаторі з вхідним діаметром $D = 40$ мм (висота подільника $h = 1/2D = 20$ мм), від кута α нахилу розподільника відносно горизонту.

Виходячи з межі допустимого відхилення δ висіву зерна, яке за нашими дослідженнями не повинно перевищувати 13,4 % [9], можна припустити, що нерівномірність розподілу насіння після поділу основного насінневого потоку не повинна перевищувати більше 7 % в одному підпотоці. Для таких умов розподілу насіння по підпотоках

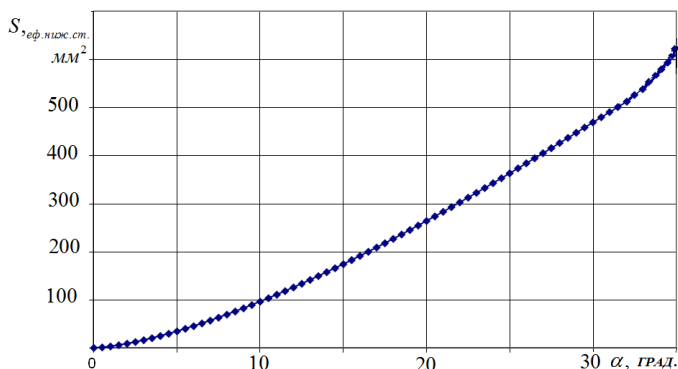


Рис. 3 – Залежність ефективної площі $S_{\text{эф.нижн.стаб.}}$, через яку вловлюється насіння в нижньому стабілізаторі, від кута α нахилу розподільника відносно горизонту

максимальний кут нахилу розподільника можна визначити із співвідношення

$$\frac{S_{\text{эф.верх.стаб.}}}{S_{\text{эф.нижн.стаб.}}} \leq 1,14,$$

або

$$\frac{S_{\text{ел.}} + S_{\text{пер.ел.}}}{S_{\text{пер.ел.}}} \leq 1,14.$$

Графічна залежність нерівномірності δ (%) розподілу насіння після поділу основного насінневого потоку у підпотоках від кута α нахилу розподільника відносно горизонту наведена на рис. 4.

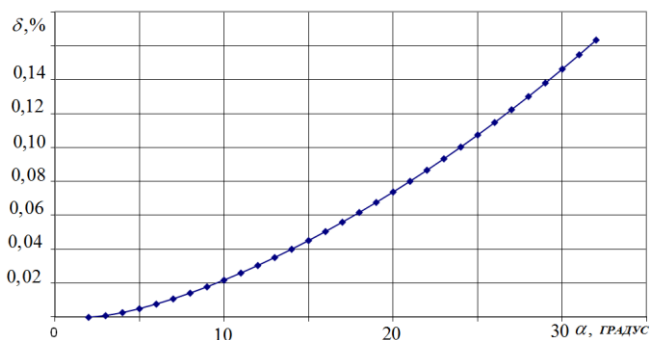


Рис. 4 – Залежність нерівномірності δ (%) розподілу насіння після поділу основного насінневого потоку у підпотоках від кута α нахилу розподільника відносно горизонту

Таким чином, на основі проведеного аналізу можна зробити наступні **висновки**:

1. Кут α нахилу розподільника відносно горизонту не повинен перевищувати 28^0 , оскільки при подальшому його збільшенні рівномірність поділу основного насінневого потоку на підпотоки різко погіршується.

2. Значний вплив на рівномірність поділу основного насінневого потоку на підпотоки чинить висота подільника. Його висота h не повинна перевищувати $1/2$ вхідного діаметра D стабілізатора, оскільки із збільшенням кута α нахилу розподільника від 0^0 до 28^0 ефективна площа, через яку вловлюється насіння в нижньому стабілізаторі, зменшується майже в два рази.

Література

1. Гудзь В.П. Шляхи підвищення продуктивності інтенсивних сортів озимої пшениці. – К.: Урожай, 1989. – 136 с.
2. Синягин И.И. Площади питания растений. – Россельхозиздат. – 1975. – 833с.
3. А.с. №1210686 (СССР). Координатно-однозерновой способ посева. Шведик М.С., Кравец И.А., Устименко А.С., Б.И. № 6., 1986.
4. Хоменко М.С., Зырянов В.А., Насонов В.А. Механизация посева зерновых культур и трав. – справочник. – К.: Урожай, 1989. – 168 с.
5. Ковриков И.Т. Основные принципы разработки распределительных устройств подпочвенно-разбросных сошников зерновых сеялок. //Тракторы и сельхозмашины. – 1983. – № 5. – С. 13-14.
6. Пневматические сеялки: конструирование и расчёт / С.А. Мартыненко, Л.Г. Мащишена, Л.В. Погорелый, Г.Я. Штыльфус, В.М. Шумейко. Под общ. ред. Л.В. Погорелого. – К.: Техніка. – 1992. – 224с.
7. Шведик М.С. Аналіз гравітаційних розподільників основного насінневого потоку зернових сівалок // Сільськогосподарські машини: зб. наук. ст. – Вип. 16. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2007. – С. 223–232.
8. Шведик М.С. Синтез схем гравітаційних розподільників насінневого потоку сівалок // Сільськогосподарські машини: зб. наук. статей. – Вип. 17. – Луцьк, 2008. – С. 157–186.
9. Л.В. Погорілий, М.С. Шведик. Обґрунтування агротехнічних вимог щодо точного висіву зернових культур і технічних засобів для його здійснення // Вісник аграрної науки. – 1992. – №7. – С.40–44.

Рецензент д.т.н., проф. О.О. Налобіна

УДК 621.891/892.004.12

© С.П. Шимчук, к.т.н.
Луцький національний технічний університет

МЕТОДИКА ЛАБОРАТОРНИХ ВИПРОБУВАНЬ ПЛАСТИЧНИХ МАСТИЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ

На основі проблеми коректного оцінювання експлуатаційних властивостей мастильних матеріалів та короткого огляду існуючих методик розроблено методику оцінювання протизносних властивостей пластичних мастил.

МАСТИЛЬНИЙ МАТЕРІАЛ, ПРОТИЗНОСНІ ТА АНТИФРИКЦІЙНІ ВЛАСТИВОСТІ, КОНТАКТУВАННЯ, ТРИБОПАРИ, МАШИНИ ТЕРТЯ.

Постановка проблеми. Надійність, ресурс і безпека експлуатації сучасної техніки (в тому числі і сільськогосподарського призначення) значною мірою залежить від трибологічних властивостей використовуваних мастильних матеріалів (ММ). Наявність на ринку нафтопродуктів України широкого спектру ММ та присадок до них породжує проблему оцінки їх основних експлуатаційних властивостей (протизносних та антифрикційних), для перевірки відповідності цих характеристик паспортним даним та правильного підбору у вузли тертя. Методи, методики та умови випробувань на машинах тертя не дозволяють отримати повну інформацію про якість мастильних матеріалів і можуть бути використані лише для виявлення області їх застосування та порівняльної оцінки.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На сьогодні єдиним стандартним методом оцінювання протизносних властивостей ММ є метод випробування на чотирьохкульковій машині тертя і спеціальна методика випробувань, але вони мають ряд недоліків [1].

Традиційно, найбільш поширеним контактом у техніці вважається лінійний. Тому більшість деталей вузлів тертя реальних машин та модельних установок мають циліндричну форму [1, 2]. Крім цього умови при лінійному контактуванні поверхонь є найбільш відтворювані при серії випробувань, що сприяє їх максимальній коректності. Тому для розробки методики лабораторного оцінювання протизносних властивостей пластичних мастильних матеріалів було вибрано саме цей вид контакту.

Як при лінійному, так і при крапковому контакті трибовипробування пластичних ММ є проблемою, так як мастило на

початкових етапах не знаходиться в зоні контакту (поки не нагріється до температури плавлення відбувається сухе, а не граничне тертя) та намазуючись на робочу поверхню рухомого контрзразка «вилітає» з ємності для випробувань з допомогою відцентрових сил.

Мета дослідження. Розробити методику коректної оцінки протизносних властивостей пластичних мастил.

Результати дослідження. Для розробки методики дослідження протизносних властивостей пластичних, мастильних матеріалів було використано прилад тертя ПОЛК (рв), що дозволяє проводити трибовипробування ММ при контрольованих радіальних відхиленнях вала [2]. Загальний вигляд лабораторного приладу приведено на рис. 1.

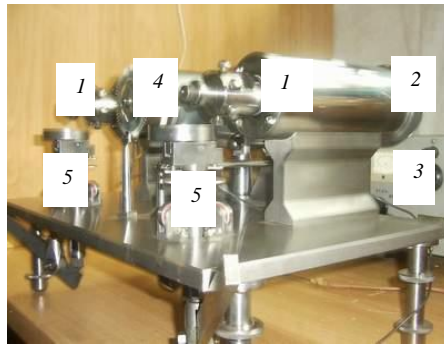


Рис. 1 – Загальний вигляд машини тертя ПТЛК (рв): 1 – вузли тертя; 2 – клинопасова передача; 3 – система керування; 4 – привод; 5 – вузли навантаження

Деталі модельної трибопари (зразок та контрзразок) було виготовлено з шарикопідшипникової сталі ШХ15, що має найбільш стабільний склад та фізико-механічні властивості незалежно від серії поставки та гартовано до твердості 62..64 HRC. Швидкість тертя ковзання становила 0,3 м/с (для забезпечення гарантованого режиму граничного тертя) і підтримувалась постійною. Шорсткості поверхонь трибопари було доведено алмазними пастами до значення 0,02 мкм по параметру R_a , що контролювалось на лазерному мікроскопі-профілометрі ЛМП (рис. 2). Контактне осьове навантаження визначалось за формулою Герца [3] і становило 1100 Н. Критерієм лінійного зносу було прийнято середню глибину доріжки тертя на нерухомому зразку, що вимірювалось на профілографі – профілометрі „Калібр М – 201”. Для розробки методики було вибрано мастило Літол-24.

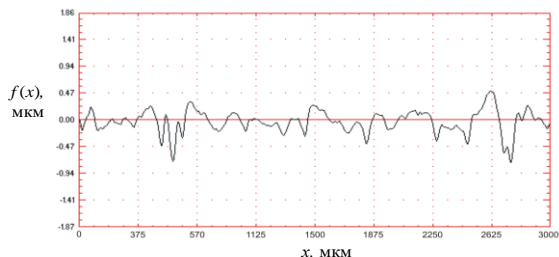


Рис. 2 – Профілограма початкової шорсткості елементів модельної трибопари

На відміну від існуючих методик, розроблювана методика випробувань мастил дає можливість коректної діагностики мастильної здатності матеріалів. Це досягається перш за все за допомогою поетапного випробування ПММ. На першому етапі на поверхні тертя констрівла напрацьовуються вторинні структури (стадія припрацьовки), на другому і третьому етапах проводиться їх випробування у взаємодії з трибохімічно зміненим середовищем. Для усунення проблеми «вилітання» мастила з ємності для випробувань було розроблено спеціальне приспособлення (рис. 3).

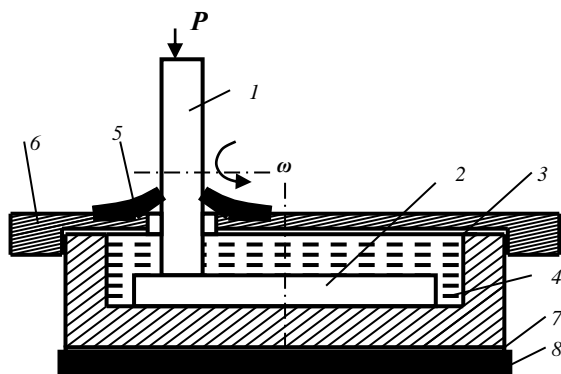


Рис. 3 – Схема приспособлення дослідження пластичних мастил:
 1 – контрзразок; 2 – нерухомий плоский зразок; 3 – ванночка;
 4 – досліджуване мастило; 5 – пластини; 6 – кришка;
 7 – нагрівальний елемент; 8 – термоізоляційна пластина

Приспособлення встановлюється на модернізовану ванночку, що входить до складу вузла навантаження 5 (рис. 1). На крищі 6

(рис. 3) встановлено пластини для утримання досліджуваного мастила всередині ванночки. Для гарантованого забезпечення режиму граничного тертя при початкових умовах випробувань на ванночку встановлюється нагрівальний елемент 7.

Апробація такого підходу на машині тертя ПТЛК(рв) показала надзвичайно високу відтворюваність і коректність результатів (рис. 4), де на кривій зношування чітко видно припрацьовочний етап та стадію зношування, що стабілізувалось.

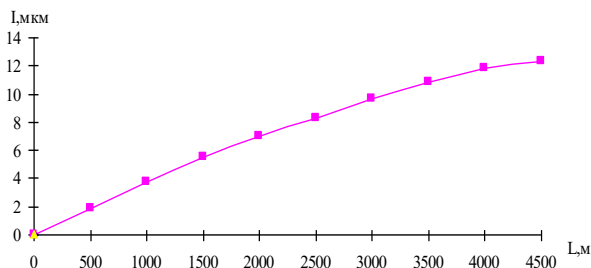


Рис. 4 – Залежності величин зношування модельних трибоповерхонь від шляху тертя в середовищі Літол–24

Висновок. Розроблено методику дослідження протизносних властивостей пластичних мастильних матеріалів, що характеризується коректністю та високою відтворюваністю результатів, яка дозволяє оцінювати чи порівнювати основні експлуатаційні властивості пластичних мастил.

Література

1. Стельмах А.У., Сидоренко О.Ю., Костюник Р.Е. Методика идентификации ГСМ по противоизносным и антифрикционным свойствам с учетом реальных условий их работы // Технологические системы. – 2002. – №3. – С. 96 – 101.
2. Аксьонов О.Ф., Стельмах О.У., Шимчук С.П., Коба В.П., Джамаль Ібрагім Мансур. Методологія визначення протиспрацьовувальних властивостей мастил за критеріями трибохарактеристик утворюваних у них вторинних структур. „Вісник НАУ”, Київ: НАУ, 2006. – С.62–64.
3. Hertz H., Collected works, 1881.

Рецензент д.т.н., проф. О.О. Налобіна

УДК 631.303

© В.В. Шевчук
УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого
С.Ф. Юхимчук к.т.н., М.Г. Грушецька
Луцький національний технічний університет

ВДОСКОНАЛЕННЯ ГОЛЧАСТО-ДИСКОВОЇ БОРОНИ КУЛЬТИВАТОРА

У статті запропоновано вдосконалення конструкції п'ятидискової батареї голчастої борони культиватора та описано обладнання для визначення лінійних переміщень та силових факторів, які діють на робочі органи п'ятидискової батареї в польових умовах.

П'ЯТИДИСКОВА БАТАРЕЯ, ГОЛЧАСТА БОРОНА, КУЛЬТИВАТОР, ОПОРНА ЛИЖА, ДАТЧИК, ПЕРЕМІЩЕННЯ, ТЯГОВИЙ ОПР.

Постановка проблеми. Культиватори УСМК-5,4Б для обробітку посівів цукрового буряка комплектуються голчато-дисковими боронами у вигляді п'ятидискових батарей, які консольно кріпляться до секцій культиватора. Голчата борона призначена для руйнування ґрунтової кірки та знищення слабо вкорінених бур'янів. При суцільному обробітку ґрунту на кожному культиваторну секцію встановлюється дві п'ятидискові батареї, а при міжрядному – одна, яка кріпиться ззаду культиваторної секції [1].

Глибина обробітку ґрунту голчатою бороною виставляється тягою паралельної підвіски та опорним колесом кожної секції культиватора. Відстань від кріплення п'ятидискової батареї на культиваторній секції до опорного колеса становить приблизно 0,8 м, а до шарнірного кріплення секції до рами культиватора – приблизно 1,1 м. У зв'язку з цією конструктивною особливістю глибина обробітку ґрунту голчастими дисками при роботі культиватора може змінюватися. Для стабілізації глибини обробітку пропонуємо п'ятидискову батарею спереду обладнати опорною лижею 2, а в тримачі 9 кронштейна 3 п'ятидискової батареї встановити пластмасову втулку 8 для забезпечення можливості вертикального переміщення кронштейна по відношенні культиваторної секції (рис. 1). Наявність опорної лижі 2, шириною рівній ширині захвату п'ятидискової батареї 0,18 м, на нашу думку, буде також покращувати знищення бур'янів в міжряддях. Маса серійної п'ятидискової батареї, яка становить 16,5 кг, цілком достатня для заглиблення голок дисків 1 у ґрунт. Але при

можливого подальшому вдосконаленні даного вузла і зменшенні його маси можна на кронштейні 3 кріплення п'ятидискової батареї встановити довантажуючу пружину 7.

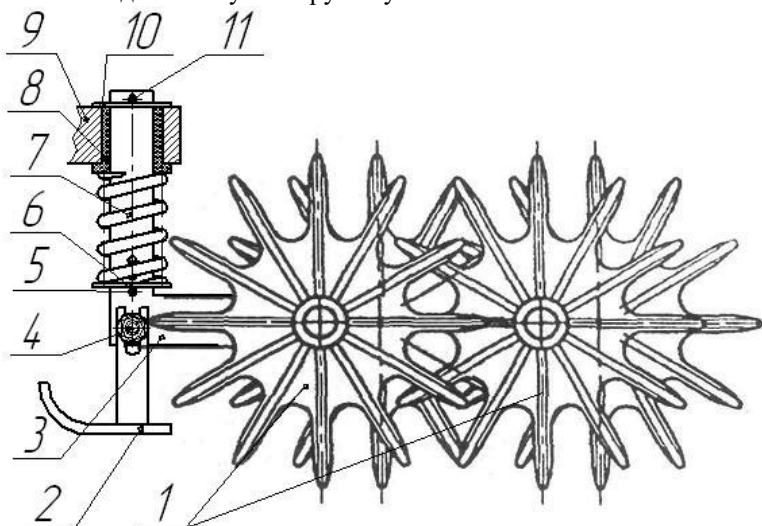


Рис. 1 - Схема вдосконаленої п'ятидискової батареї: 1 – голчасті диски; 2 – опорна лижа; 3 – кронштейн; 4 – різьбове з'єднання; 5 і 11 – шпільнти; 6 і 10 – шайби; 7 – пружина; 8 – втулка; 9 – тримач

Щоб доказати доцільність запропонованого вдосконалення п'ятидискової батареї потрібно в польових умовах перевірити роботоздатність даної конструкції і визначити деякі параметри. А саме, встановити діапазон вертикальних переміщень п'ятидискової батареї по відношенню до культиваторної секції, а також додатковий тяговий опір, спричинений наявністю в конструкції опорної лижі. Для визначення цих параметрів необхідно використати певне обладнання і апаратуру.

Мета дослідження. Метою даної публікації є запропонування обладнання і методики для визначення і реєстрації лінійних переміщень та силових факторів, які діють на робочі органи в польових умовах.

Результати дослідження. Для реєстрації лінійних переміщень та сили можна використати звичайний осцилограф, або спеціальна мобільну вимірювальну систему „SPIDER8” [2].

Для визначення переміщень кронштейна п'ятидискової батареї відносно секції культиватора пропонуємо використати реостатний перетворювач, який містить регульований дровотвий резистор з рухомим контактом [3]. В електричну схему він під'єднується паралельно, як подільник напруги. Корпус реостата 5 кріпиться зверху до тримача 2 культиваторної секції, а повзун 4 реостата з'єднується із кронштейном 1 п'ятидискової батареї. Реостат підключається до акумуляторної батареї, а контакти для зняття вихідної напруги під'єднуються до реєструючого пристрою (рис. 2).

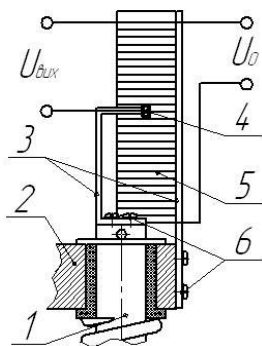


Рис. 2 – Схема монтажу реостатного датчика для визначення переміщень: 1 – кронштейн; 2 – тримач; 3 – стійки; 4 – повзун; 5 – корпус реостата; 6 – гвинти

Для визначення тягових зусиль найчастіше використовують тензOMETричні датчики. Але при їх обслуговуванні і встановленні на спеціально підготовленій базі є певні труднощі, крім того на їх покази впливає зовнішнє середовище (температура, вологість). В залежності від характеристик зовнішнього середовища виникає необхідність у таруванні датчиків.

Тому для визначення тягового опору, який спричинений опорною лижею п'ятидискової батареї пропонуємо використати індуктивний датчик [3]. Монтаж його на п'ятидисковій батареї і елементарна схема приведені на рис.3.

Для того, щоб можна було розмістити індуктивний датчик стійка 2 опорної лижі 1 виготовляється з листової пружинної сталі і жорстко кріпиться до кронштейна 4 п'ятидискової батареї. Також на кронштейні 4 встановлюється стійка 6, до якої кріпиться осердя 8 з котушкою індуктивності 7, а якір 3 кріпиться до стійки 2.

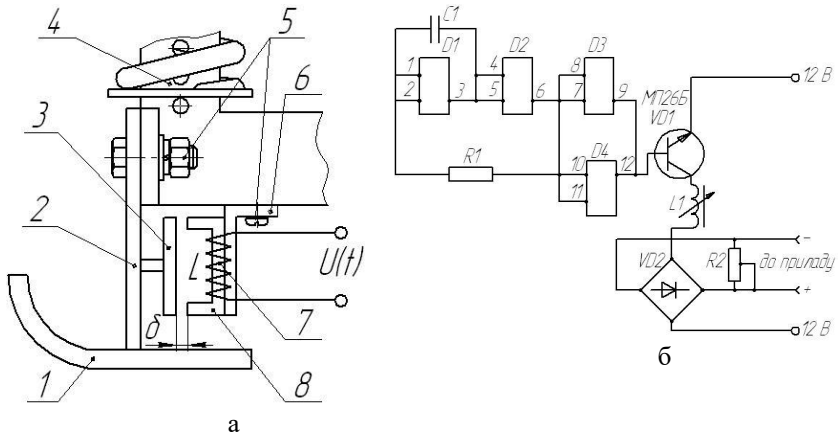


Рис. 3 – Схема монтажу індуктивного датчика для визначення тягового опору на опорній лижі (а) і його підключення (б): 1 – опорна лижа; 2 і 6 – стійки; 3 – якір; 4 – кронштейн; 5 – різьбові з’єднання; 7 – котушка; 8 – осердя

При ковзанні опорної лижі 1 по поверхні ґрунту стійка 2 відгинається, що спричинює переміщення якоря 3. При цьому змінюється повітряний зазор δ , а також індуктивність котушки пропорційно її реактивному (індуктивному) опору змінному струму при постійній частоті його коливань:

$$R_L = \frac{1}{2\pi fL},$$

де R_L – індуктивний опір котушки змінного струму, Ом; f – частота коливань генератора, Гц; L – індуктивність котушки, Гн.

Перетворювач складається з генератора прямокутних імпульсів, їх підсилювача, індуктивного датчика і випрямляча сигналу змінного струму в постійний.

Задаючий генератор прямокутних імпульсів зібраний за класичною схемою з чотирьох логічних елементів «2І-НІ» мікросхеми К176ЛА7. Частотозадаючими елементами генератора являються резистор $R1$ і конденсатор $C1$. Прямокутні імпульси генератора підсилюються транзистором $VD1$ (МП26Б) і проходять через котушку індуктивності $L1$ з незамкнутим феромагнітним сердечником. Рухома частина сердечника – якір, закріплений на стійці 2, переміщення якої визначається. Послідовно з котушкою включений випрямляч $VD2$,

зібраний за мостової схемою. В другу діагональ його входить резистор $R2$. При проходженні прямокутних імпульсів через котушку з послідовно ввімкнутим випрямлячем $VD2$ на кінцях резистора $R2$ виникає різниця потенціалів, яка залежить від індуктивності котушки, а значить – від зміщення стійки 2, на якій закріпленний якір 4. Резистор $R2$ призначений для узгодження вихідного опору перетворювача з вхідним опором реєструючого пристрою.

Перед проведенням дослідів робиться тарування показів реєструючого пристрою в залежності від сили F , що діє на опорну лижу.

При проведенні польових досліджень пропонуємо встановити на культиваторі три модернізовані п'ятидискові батареї з опорними лижами: на крайніх і середній секціях. Покази лінійних переміщень і тягових опорів необхідно реєструвати одночасно на трьох п'ятидискових батареях. Довжина шляху переміщення агрегату визначається згідно попередніх дослідів за методикою описаною в [4] для 95% надійності попереду. Обробка отриманих діаграм лінійних переміщень та сил опору проводиться також за методикою [4].

Висновок. Встановивши в польових умовах діапазон вертикальних переміщень п'ятидискової батареї по відношенню до культиваторної секції, а також додатковий тяговий опір, спричинений наявністю в конструкції опорної лижі, можна доказати доцільність запропонованого вдосконалення конструкції п'ятидискової батареї.

Література

1. Техническое описание и инструкция по эксплуатации УСМК-5,4. Уманьферммаш, ПАО. 1998. - 70 с.
2. Стенди для прискорених випробувань сільськогосподарської техніки і її елементної бази. – УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого Дослідницьке 2011. – 24 с.
3. Юхимчук С.Ф. Автоматизована робота СГМ. Курс лекцій для студентів спеціальності “Машини і обладнання сільськогосподарського виробництва” (6.090215). – Луцьк: ЛНТУ, 2011. – 104 с.
4. Хайліс Г.А., Коновалюк Д.М. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин. Навч. посібник – К.: НМК ВО, 1992. – 320 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 631.365.22

А.А. Ящук, Р.В. Кірчук, к.т.н.
Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ СУШІННЯ ВОРОХУ НАСІННЯ ЛЬОНУ ОЛІЙНОГО З ПЕРЕМІШУВАННЯМ ШАРУ МАТЕРІАЛУ

В статті представлено результати експериментального дослідження впливу спіралеподібних робочих органів на рівномірність сушіння вороху насіння льону олійного.

ЛЬОН ОЛІЙНИЙ, НАСІННЯ, ВОРОХ, СУШІННЯ, РІВНОМІРНІСТЬ, СПІРАЛЕПОДІБНІ АКТИВАТОРИ.

Постановка проблеми. Серед недоліків існуючих сушарок насінневих матеріалів можна виділити нерівномірність сушіння, яка негативно впливає на якість насінневих матеріалів, зумовлюючи недосушування або пересушування окремих частин матеріалів. [1,2,3]. Підвищити рівномірність сушіння можна за рахунок перемішування матеріалу в процесі сушіння. При цьому актуальними залишаються проблеми пов'язані з додатковими енергетичними затратами на приведення в дію механізмів для перемішування матеріалу, низьким коефіцієнтом заповнення об'єму сушильної камери, можливим пошкодженням насіння в результаті механічної дії.

Аналіз досліджень і публікацій. Дослідженням процесу сушіння сипких сільськогосподарських матеріалів присвячені роботи Ликова А.В.[1], Дідуха В.Ф.[2], Котова Б. І.[3] та багатьох інших науковців. Проте багато проблем, пов'язаних з сушінням, зокрема насінневих матеріалів, залишаються невирішеними.

Мета дослідження. Метою роботи є дослідження впливу параметрів спіралеподібних активаторів на рівномірність сушіння вороху насіння льону олійного.

Результати дослідження. В результаті аналізу недоліків існуючих типів сушарок сільськогосподарських матеріалів запропонована конструкція сушарки [4], циліндрична сушильна камера якої (рис.1) утворена зовнішньою циліндричною перфорованою стінкою 1 і внутрішньою циліндричною перфорованою стінкою 2. Внутрішня перфорована стінка 2 призначена для підведення сушильного агента в сушильну камеру. В сушильній камері встановлені спіралеподібні активатори 3, призначені для розпушування і перемішування матеріалу в процесі сушіння.

Перевагами даної конструкції є, зокрема, високий коефіцієнт заповнення сушильної камери матеріалом. Форма і взаємне розміщення активаторів повинні забезпечити низький ступінь пошкодження матеріалу і ефективне його розпушування і перемішування в процесі сушіння.

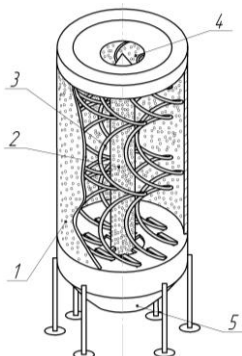


Рис. 1 – Сушильна камера сушарки насіння льону олійного: 1 – зовнішня перфорована стінка сушильної камери; 2 – внутрішня перфорована стінка сушильної камери для подачі сушильного агента; 3 – спіральні активатори для розпушування і перемішування матеріалу

Дослідження впливу активаторів на рівномірність сушіння проводилось на спеціально розробленій установці (рис.2).

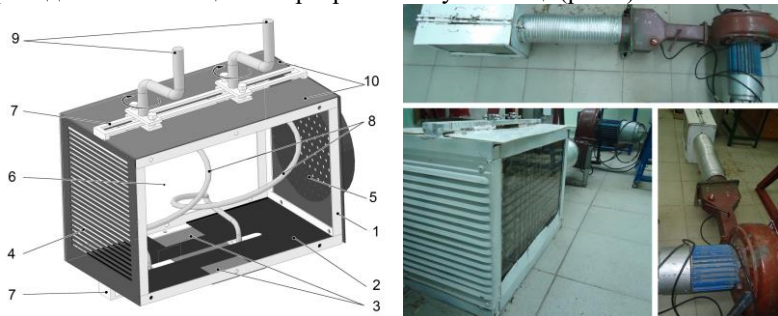


Рис. 2 – Установка для дослідження рівномірності сушіння матеріалу при його перемішуванні спіралеподібними активаторами: 1 – рама; 2 – днище; 3 – вивантажувальний пристрій; 4 – решітка для відведення повітря; 5 – решітка для підведення нагрітого повітря з фланцем; 6 – прозора стінка; 7 – направляючі; 8 – змінні активатори; 9 – рукоятки; 10 – кришка

Досліджувався ворох насіння льону олійного зі ступенем забруднення насіння 20% і початковою відносною вологістю матеріалу 15%. Оцінка рівномірності сушіння проводилась за значенням неоднорідності вологості проб матеріалу, відібраних з контрольних ділянок в різних частинах об'єму сушильної камери після сушіння протягом 15 хв. Неоднорідність розраховувалася за формулою [5]:

$$V_c = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (w_i - \bar{w})^2}{n-1}} \cdot \frac{100\%}{\bar{w}}, \quad (1)$$

де w_i – поточне значення вологості в i -й контрольній ділянці, %; \bar{w} – середньоарифметичне значення цієї величини, %; n – кількість проб.

Досліди проводились згідно з симетричним некомпозиційним планом Бокса-Бенкіна другого порядку [6].

Фактори та рівні варіювання зведені до табл.1. Порядок проведення дослідів встановлювали, використовуючи таблицю випадкових чисел.

Таблиця.1 – Фактори та рівні варіювання

Рівні варіювання	Фактори			
	Температура сушильного агента $t, ^\circ\text{C}$	Швидкість сушильного агента $v, \text{м/с}$	Частота обертання активаторів $n, \text{хв}^{-1}$	Крок спіралі активатора $k, \text{м}$
Верхній (+1)	55	1,9	12	0,30
Основний (0)	45	1,2	8	0,25
Нижній (-1)	35	0,5	4	0,20
Інтервал варіювання	10	0,7	4	0,05

В результаті обробки експериментальних даних отримано рівняння регресії в кодованих величинах

$$y = 0,056 + 0,021 \cdot x_1 - 0,012 \cdot x_2 - 0,019x_3 - 0,013 \cdot x_4 - 0,011 \cdot x_1 \cdot x_2 - 0,002 \cdot x_1 \cdot x_3 - 0,0027 \cdot x_1 \cdot x_4 + 0,0025 \cdot x_2 \cdot x_3 + 0,0027 \cdot x_3 \cdot x_4 + 0,0025 \cdot x_2 \cdot x_3 + 0,012 \cdot x_1^2 - 1,227 \cdot x_2^2 - 0,014 \cdot x_3^2 - 0,0053 \cdot x_2^3, \quad (2)$$

де x_1 – кодоване значення швидкості сушильного агента; x_2 – кодоване значення температури сушильного агента; x_3 – кодоване значення

частоти обертання робочих органів; x_4 – кодоване значення кроку спіралі.

Оцінку однорідності ряду дисперсій перевіряли за критерієм Кохрена. Оскільки, $G^{розр.} = 0,097 < G^{табл.} (0,05; 15; 2) = 0,335$ [7] то процес відтворюється.

Оцінка значущості коефіцієнтів регресії проводилася за допомогою критерія Стьюдента при 5%-му рівні значущості. В результаті цього рівняння (2) набуло вигляду:

$$y = 0,056 + 0,021 \cdot x_1 - 0,012 \cdot x_2 - 0,019x_3 - 0,013 \cdot x_4 + 0,012 \cdot x_1^2 - 0,014 \cdot x_3^2. \quad (3)$$

Перевірку адекватності отриманого рівняння регресії (3) проводили за допомогою F -критерія Фішера. Розрахункове значення критерію Фішера склало $F^{розр.} = 2,195$ при дисперсії неадекватності $S_{неад.}^2 = 6,611 \cdot 10^{-5}$ і дисперсії відтворюваності $S_y^2 = 3,11 \cdot 10^{-5}$. Табличне значення критерію Фішера при прийнятому 5%-му рівні значущості та ступенях вільності $f_1 = 2$, $f_2 = 16$ згідно [7] склало $F^{табл.} = 19,43$. Оскільки $F^{розр.} = 2,195 < F^{табл.} = 19,43$, то отримана модель адекватна.

Остаточне рівняння з факторами у натуральному вигляді набуває вигляду:

$$V_c = 0,153 + 0,0273 \cdot v - 0,0012 \cdot t + 0,0096 \cdot n - 0,253 \cdot k_4 + 0,0239 \cdot v^2 - 0,000897 \cdot n^2. \quad (4)$$

За рівнянням регресії (4) було побудовано поверхні відгуку (рис.3 – 5).

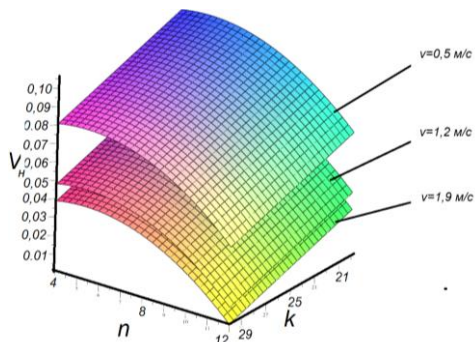


Рис.3 – Поверхні відгуку нерівномірності сушіння V_c вороху насіння льону олійного за об'ємом в залежності від частоти обертання n , об/хв і кроку спіралі k , м, робочих органів при швидкості сушильного агента $v=0,5; 1,2$ і $1,9$ м/с і температурі $t=45^\circ\text{C}$

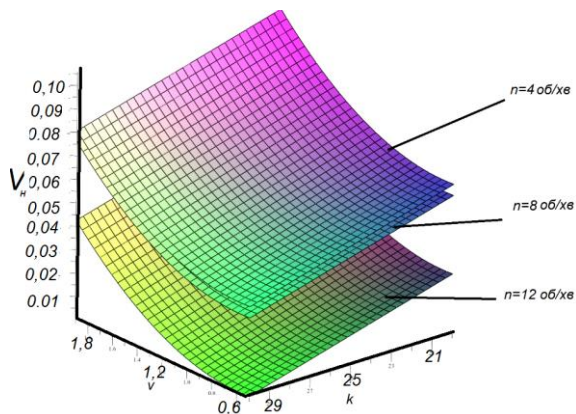


Рис.4 – Поверхні відгуку нерівномірності сушіння V_c вороху насіння льону олійного за об'ємом в залежності від кроку спіралі робочих органів k , м і швидкості сушильного агента v , м/с при частоті обертання робочих органів $n=4;8$ і 12 , об/хв і температурі сушильного агента $t=45^\circ\text{C}$

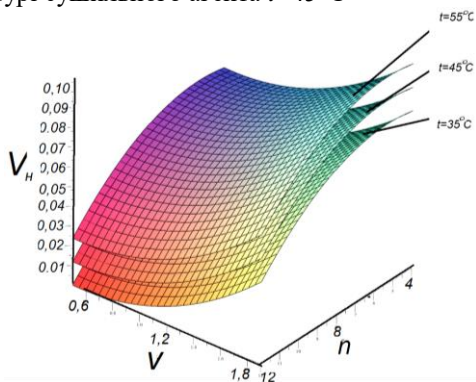


Рис.5 – Поверхні відгуку нерівномірності сушіння V_c вороху насіння льону олійного за об'ємом в залежності від частоти обертання робочих органів n , об/хв і швидкості сушильного агента v , м/с при температурі сушильного агента $t=35;45;55^\circ\text{C}$ і кроці спіралі робочих органів $k=0,3$ м

Отримані результати дозволяють зробити висновок, що всі фактори мають суттєвий вплив на рівномірність сушіння матеріалу.

Висновки: В результаті дослідження одержано рівняння регресії, що характеризує вплив факторів: температури t і швидкості v

сушильного агента, а також частоти обертання n і кроку k спіралі робочих органів для перемішування на рівномірність сушіння матеріалу, встановлено, що всі фактори є значущими. На основі одержаних результатів можна зробити висновок, що найбільша рівномірність сушіння матеріалу спостерігалася при температурі сушильного агента $t=35^{\circ}\text{C}$, швидкості сушильного агента на вході в сушильну камеру $v=1,9$ м/с, частоті обертання активаторів $n=12$ хв⁻¹ і кроці витка спіралі $k=0,3$ м при його діаметрі 0,25 м.

Література

1. Лыков А. В. Теория сушки / А. В. Лыков – М. : «Энергия», 1968. – 472 с., ил.
2. Дідух В. Ф. Підвищення ефективності сушіння сільськогосподарських матеріалів: Монографія / Володимир Федорович Дідух. – Луцьк: ЛДТУ, 2002. – 165 с.
3. Котов Б. И. Технологические и теплоэнергетические основы повышения эффективности сушки растительного сырья: Дис. ... д-ра техн. наук: 05.20.01 / УААН, Ин-т механизации и электрификации с.х. / Борис Иванович Котов. – Глеваха, 1994. – 440 с.
4. Пат. № 69227 Україна, МПК (2006) F26 B17/12, F26 B17/18. Сушарка для сипких матеріалів / Яшук А.А., Кірчук Р.В., Дідух В.Ф. заявник і власник патенту Луцький національний технічний університет.; заявл. 26.09.2011.; опубл. 25.04.2012, бюл. № 8.
5. Гмурман В. Е. Теория вероятностей и математическая статистика: Учеб. пособие для вузов / В. Е. Гмурман. — 9-е изд., стер. — М.: Высш. шк., 2003. — 479 с: ил.
6. Новик Ф. С. Оптимизация процессов технологии металлов методами планирования экспериментов / Ф. С. Новик, Я. Б. Арсов – М.: Машиностроение; София: Техника, 1980. – 304 с.
7. Хайлис Г.А. Расчет рабочих органов уборочных машин / Г. А. Хайлис, Д. М. Коновалок. – К.: УМК ВО, 1991. – 200 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

ANNOTATIONS

АННОТАЦИИ

Vasylyuk V., Khopta Z. Analysis of work of cross transmission of pass of rotator of flax. *The paper presents an analysis of cross-transmission rotator flax.*

Gevko R., Dzyura V., Romanovs'kiy R. Determination of rational parameters of process of transporting of friable materials by air-mechanic conveyers. *Developed and made a stand for research of change of descriptions of friable materials at transporting in pneumatic transporters. Certainly effort of transporting of portion of friable material is depending on the degree of his dilution and pressure of air in pneumatic chamber of the developed setting. The optimum modes of operations of pneumatic conveyers of batch-type are set.*

Herasymchuk A. Experimental study form lateral rods divider. *The paper presents the results of experimental studies of the interaction dividers with curvilinear form lateral rods with stalks of flax.*

Geruk S., Dyachun A., Grudovij R. Synthesis of energy saving transport - technological systems with working spiral elements. *Methodology over of generating of constructions of the energy saving transport-technological systems is brought with spiral working elements by the synthesis of hierarchical groups by means of morphological analysis. Model of the mechanical system "spiral conveyer" with grouping of structural elements after hierarchical groups and attributing to*

Васильюк В.И., Хопта З.О. Анализ работы перекрестной ременной передачи оборачивателя льна. *В статье приводятся анализ работы перекрестной ременной передачи оборачивателя льна.*

Гевко Р.Б., Дзюра В.А. Романовский Р.М. Определение рациональных параметров процесса транспортировки сыпучих материалов пневмомеханическими конвейерами. *Разработан и изготовлен стенд для исследования изменения характеристик сыпучих материалов при транспортировке в пневмотранспортерах. Определено усилие транспортировки порции сыпучего материала в зависимости от степени его разжижения и давления воздуха в пневмокамере разработанной установки. Установлены оптимальные режимы работы пневматических конвейеров периодического действия.*

Герасимчук А.П. Экспериментальное обоснование формы боковых прутков делителя. *В статье приведены результаты экспериментальных исследований взаимодействия делителей криволинейной формы боковых прутков со стеблями льна.*

Герук С.М., Дячун А.Е., Грудовий Р.С. Синтез энергосберегающих транспортно-технологических систем с винтовыми рабочими органами. *Разработана методика генерирования конструкций энергосберегающих транспортно-технологических систем с винтовыми рабочими органами синтезом иерархических групп с помощью морфологического анализа. Разработана модель механической системы "винтовой транспортер" с группировкой конструктивных элементов по иерархическим группам и*



the first group mechanisms of transporting of load, spiral working organs and mechanisms of transmission of twist moment are worked out. The method of structure of energy saving constructions of transport-technological systems with spiral working elements and methodology of their perfection are offered on the basis of research of elements structure properties in accordance with the theory of synthesis of hierarchical groups by means of morphological.

Golij O. Analysis of harvesting technology and postharvesting processing of oil flax. *The article represents an overview of existing harvesting technologies of oil flax and justifies the appropriateness of the technologies and efficiency improvement activities.*

Grudovij R. Justification of parameters of spiral energy saving work of conveyors. *Present new design energy saving elliptical screw conveyor, which would reduce transportation effort and injury seed. The essence of design is that the screw working body made of cylindrical shape with uniformly enlarged screw step in the direction of movement of the material and casing made elliptical shape in which the vertical axis is more horizontal. Analytical dependences for determination of structural and technological parameters.*

отнесением к первой группе механизмов транспортировки груза, винтовые рабочие органы и механизмы передачи крутящего момента. Предложен способ структурирования конструкций энергосберегающих транспортно-технологических систем с винтовыми рабочими органами и методика их совершенствования на основе исследования свойств элементов их структуры согласно теории синтеза иерархических групп с помощью морфологического анализа.

Голий А.В. Анализ технологий уборки и послеуборочной обработки льна масличного. *В статье представлен обзор существующих технологий уборки льна масличного с обоснованием их целесообразности и мероприятий по повышению их эффективности.*

Грудовой Р.С. Обоснование параметров винтовых рабочих органов энергосберегающих конвейеров. *Приведена новая конструкция эллиптического энергосберегающего винтового конвейера, который обеспечивает уменьшение усилия транспортировки и травмирования семенного материала. Суть конструкции в том, что винтовой рабочий орган выполнен цилиндрической формы с равномерно увеличенным шагом винта в направлении перемещения материала, а кожух выполнен эллиптической формы, в котором большая ось совпадает с горизонталью. Выведены аналитические зависимости для определения конструктивных и технологических параметров.*

Zabrodotska L. Determine the effect parameters of source material and dryer for drying intensity herbares. *The results of determination the influence of the parameters of herb seed layer and of the dryer with the perforated spiral surface drying chamber on the drying intensity on the basis of the mathematical method of experiment planning are submitted in the article.*

Zaviryuha M., Proydenko E. Experimental study on strength and determination lengthening stems and stalk corn. *In this paper an experimental study to determine the force of destruction due ear of corn, and efforts gap corn stalks, respectively, from the angle of application of force and the diameter of the stalk and stems.*

Zakharchuk V., Stahov N. Research indexes of diesel is during his work on a biofuels. *The technology of receiving of new biofuel, method of research of its properties and results of research are described and presented by researchers.*

Zakharchuk O. Theoretical researches of indexes of the wheeled tractor are with a gas engine. *The results of theoretical researches of indexes of the wheeled tractor are resulted with a gas engine in the characteristic modes of a transport process.*

Забродоцька Л.Ю. Определение влияния параметров исходного материала и сушилки на интенсивность сушки трав. *В статье представлены результаты получены на основе математического метода планирования эксперимента по определению влияния параметров вороха семян трав и сушилки с спиралеобразной перфорированной поверхностью сушильной камеры на интенсивность сушки.*

Завирюха Н.В., Проїденко Е.Е. Экспериментальные исследования по определению прочности и удлинения стеблей и плодоножки кукурузы. *В работе проведены экспериментальные исследования по определению усилия разрушение связи початок-плодоножка, а также усилия разрыва стебля кукурузы, соответственно от угла приложения силы и диаметра плодоножки и стебли.*

Захарчук В.И., Стахов М.Б. Исследование показателей дизеля при его работе на биотопливе. *Описана технология получения нового биотоплива, методика исследования его свойств и приведены результаты исследования.*

Захарчук О.В. Теоретические исследования показателей колесного трактора с газовым двигателем. *Приведены результаты теоретических исследований показателей колесного трактора с газовым двигателем в характерных режимах транспортного процесса.*



Limont A. Correlation and regression models of production and monthly technical maintenance of flax harvesting combines. *Under real conditions of fiber flax harvesting there were studied the productivity of flax harvesting combines and the duration of their monthly technical maintenance. There were defined the model equations and the regression lines of the productivity at the estimated figures of monthly technical maintenance of combines.*

Liubachivskiy R., Grudovyi R., Bilyk S., Dunya V. The technical research means of the screw mechanisms with wided technical characteristics. *The designs of technical means for conducting researches of the screw working authorities of transport and technical systems of machines for processing loose materials were given. The construction of the classifier of loose materials for sorting, dressing, drying, transporting, mixing of loose materials and others were presented. The designs of versatile devices for metering of design parameters of augers in the automatic mood of the metering and power options for transportation of bulk cargo were designed.*

Maksimovich O., Ivanyuk T. Definitions of residual stresses in orthotropic plate based theoretical-experimental methods. *In this paper the method of determination of residual stresses in orthotropic plates based on theoretical-experimental method Y.S. Pidstryhach and V.A. Osadchuk. Investigation of residual stresses in the strip with transverse weld seam depending on the width of*

Лимонт А.С. Корреляционно-регрессионные модели производительности и ежесменное техническое обслуживание льноуборочных комбайнов. *В реальных условиях уборки льна-долгунца исследованы производительность льноуборочных комбайнов и продолжительность их ежесменного технического обслуживания. Определены модельные уравнения и линии регрессии производительности на оценочные показатели ежесменного технического обслуживания комбайнов. Любачивский Р.О., Грудовый Р.С., Бильк С.Г., Дыня В.И. Технические средства для исследования винтового механизма с расширенными техническими возможностями. Приведенные конструкции технических средств для проведения исследований винтовых рабочих органов транспортно - технологических систем машин для переработки сыпучих материалов. Представленная конструкция классификатора сыпучих материалов для сортировки, обогащения, сушки, транспортировки, смешивания сыпучих материалов и прочее. Разработана конструкция универсальных устройств для замера конструктивных параметров шнеков и силовых параметров в автоматическом режиме замера при транспортировке сыпучих грузов.*

Максимович О.В., Иванюк Т.В. Определение остаточных напряжений в ортотропной пластинке на основании теоретико-экспериментального метода. *В статье разработана методика определения остаточных напряжений в ортотропных пластинках на основании теоретико-экспериментального метода Я.С. Подстригача и В.А. Осадчука. Выполнены исследования*

the zone of plasticity.

Nazarivskiy A., Tolsyushko N. An analysis of terms of delight and maintenance of rolls is during transportation of a device is for transporting of rolls. *In this floor an analysis is conducted construction technological charts of delight and maintenance of rolls, certainly terms of maintenance of rolls at transportation, considered forces which operate on a bulldoggen fingers roll at different their inclination.*

Polishchuk M. Determination of traction resistance shaper of the frozen spropels. *The article presents the results of laboratory experiments traction resistance of various profiles device furrows . Shows the curves of dependence of traction resistance from the area of cross-section grooves in the dry and moist soil.*

Polyashenko S., Rolyak O., Cikalyuk Yu. Research of dynamics of losses of energy of a transport aggregate at switching of transmissions in a transmission with with hydro muffs. *In the article got and analysed dependence of moment of friction which arises up in the with hydro muffs of gear-wheels from time of switching and construction features of muffs. The graph of this dependence is built. Skidding, friction element, transmission, moment of friction, brake moment, transmission, angulator.*

Puts V., Martynyuk V. Determination of power spending for realization of the flax ribbon

остаточных напряжений в полосе с поперечным сварным швом в зависимости от ширины зоны пластичности.

Назаривский О.В., Толстушко Н.Н. Анализ условий захвата и содержания рулонов во время перевозки рулоновозом. *В данной статье проведен анализ конструкционно технологических схем захвата и содержания рулонов, определены условия содержания рулонов при перевозке, рассмотрены силы, которые действуют на захваченный пальцами рулон при разном их наклоне.*

Полищук. Н.Н. Определение тягового сопротивления ложеформирователя замороженных сапропелей. *В статье приведены результаты лабораторных опытов тягового сопротивления различных профилей ложеформирователя. Представлены графики зависимости тягового сопротивления от площади поперечного сечения борозды в сухой и увлажненной почве.*

Поляшенко С.А., Роляк А.А., Цикалюк Ю.А. Исследование динамики потерь энергии транспортного агрегата при переключении передач в трансмиссии с гидродожимными муфтами. *В статье получена и проанализирована зависимость момента трения, которое возникает в гидродожимных муфтах зубчатых колес от времени переключения и конструкционных особенностей муфт. Построен график данной зависимости. Буксование, фрикционный элемент, передача, момент трения, тормозной момент, передача, угловая скорость.*

Пуць В.С., Мартынюк В.Л. Определение мощности, затрачиваемой для осуществления



equalization process. *Theoretical definition of power spending, expended for realization of the flax ribbon equalization process. As a result of calculations given recommendation in relation to definition of characteristics and determination of duties trimming attachment.*

Ripetsky E., Ripetsky R. **Experimental evaluation of general stiffness in grab truck supports.** *The notion of general stiffness in construction of grab truck supports has been introduced. Their value is defined experimentally applying different loads. Statistic data processing has been performed applying minimum squares method by program Matlab.*

Rakul O. **Method testing vehicle for separation ears of multifactor action.** *The developed method conducting experimental researches vehicle is resulted for the separation ears of multifactor action. The general view the got mathematical models is resulted.*

Say V. **Determination magnitude of taking stems of flax oil.** *The article presents the methods and results of experimental researches efforts magnitude of taking of stems of flax oil.*

Tolstushko N. **Definition trough endless belt baler.** *The results determine the deflection of endless belts during roll forming flax in balers with variable volume chamber anvil, which is equipped with a spring-loaded box, and balers without spring-loaded frame.*

процесса подравнивания стеблей. *В статье рассмотрено теоретическое определение мощности, затрачиваемой на процесс подравнивания стеблей в ленте льна. В результате расчетов поданы рекомендации относительно определения параметров и выбора режимов работы подравнивающего устройства.*

Рипецкий С. Й., Рипецкий Р. Й. **Экспериментальная оценка обобщенных жесткостей опор грейферных погрузчиков.** *Раскрыто понятие обобщенных жесткостей конструкций опор грейферных погрузчиков. Их значения определяются экспериментальным методом при различных нагрузках. Статистическую обработку данных осуществлено на основе метода наименьших квадратов с использованием программы Matlab.*

Ракул А.И. **Методика проведения испытаний початкоотделительного аппарата многофакторного действия.** *Приведена разработанная методика проведения экспериментальных исследований початкоотделительного аппарата многофакторного действия. Приведен общий вид полученных математических моделей.*

Сай В.А. **Определение силы тербления стеблей льна масличного.** *В статье приведена методика и результаты экспериментальных исследований силы тербления стеблей льна масличного.*

Толстушко Н.А. **Определение прогиба бесконечных ремней рулонного пресс-подборщика.** *В статье приведены результаты определения прогиба бесконечных ремней при формировании рулона льнотресты в пресс-подборщике с прессовальной камерой переменного объема, который оборудован подпружиненной рамкой, и в пресс-подборщике без подпружиненной рамки.*

Ysenko M., Stasytski M., Vladut V. **The analysis of work of stabilizing device with coulters for motor-block.** *The article presents the constructive features of stabilizing device with coulters for motor-block. The analysis of motor-block with the stabilizing device and without it on the slopes of different steepness is given.*

Haylis G., Shevchuk V., Tolstushko N. **Calculation of forces acting on a tip needle harrow.** *In the article the calculation of the forces acting on the needle in uniform motion on disc harrows needle soil.*

Haylis G., Shevchuk V., Tolstushko N. **Feature plane-parallel motion disc harrow needle in soil.** *The paper deals with the laws of plane motion of the disc harrow for soil needle.*

Tsyz' I., Spetruk I., Adamovich R. **Ground of size of closet of conveyer of granulator-dryer of OMF.** *In the article dependence is offered for the calculation of size of closet of conveyer of granulator-dryer of OMF. The results of research of coefficient of by volume shrinkage are resulted organically mineral mixtures on basis of the sapropel. Certainly range of rational sizes of closet of conveyer.*

Tsyz' K. **Analiz facilities and methods of after harvest treatment of soy.** *In the articles there are the described biological features of soy, existent methods and facilities of its drying, considered the basic requirements, which are pulled out to the modern dryers the observance of which was provided by the leadthrough of process with minimum expenses.*

Усенко М.В., Стасицкий Н.П. Владут В. **Анализ работы стабилизирующего устройства с предплужником к мотоблоку.** *В статье представлены конструктивные особенности стабилизирующего устройства с предплужником к мотоблоку. Проведен анализ работы мотоблока с данным стабилизирующим устройством и без него на склонах разной крутизны.*

Хайліс Г.А., Шевчук В.В., Толстушко М.М. **До розрахунку сил, що діють на голки голчастої борони.** *У статті розглянуто розрахунок сил, діючих на голки при рівномірному русі дисків голчастої борони по ґрунту.*

Хайліс Г.А., Шевчук В.В., Толстушко М.М. **Особливості плоскопаралельного руху дисків голчастої борони по ґрунту.** *В роботі розглянуті закономірності плоскопаралельного руху дисків голчастої борони по ґрунту.*

Цызь И.Е., Спетрук И.А., Адамович Р.В. **Обоснование размера ячейки транспортера гранулятора-сушилки ОМУ.** *В статье предложена зависимость для расчета размера ячейки транспортера гранулятора-сушилки ОМУ. Приведены результаты исследования коэффициента объемной усадки органоминеральных смесей на основе сапропеля. Определен диапазон рациональных размеров ячейки транспортера.*

Циць К. Е. **Анализ средств и методов послеуборочной обработки сои.** *В статье описанные биологические особенности сои, существующие методы и средства ее сушения, рассмотренные основные требования, которые выдвигаются к современным сушилкам, соблюдение которых бы обеспечило проведение процесса с минимальными затратами.*



Chvartatskyy R., Chvartatskyy I., Karetin V. Grinding and mixing beets and potatoes. *Reduced design unit for grinding and mixing of fodder mixtures. The essence of the design is that the grinding case was a conical shape with a vertical axis of rotation and a smaller diameter to the bottom, which is in the interaction with the external gap of rolling taper hull, along the entire length of which performed across grinding teeth on the surface. The output ground up mass is mixed with fodder in the necessary proportions. Analytical dependences to determine the quality of the energy mix and processes of chopping and mixing.*

Shvedik M. Determination of possible angle of slope of gravity distributor of seed to stream in relation to horizon. *An analysis over of reasons which result in diminishing to the equitability of basic seminal stream for under streams is brought in the article, analytical dependence of effective area of stabilizator, which seed are caught through, is set, from the angle α of slope of distributor in relation to horizon and certainly him legitimate value.*

Чвартацкий Р.И, Чвартацкий И.И, Каретин В.М. К вопросам измельчения и смешивания корнеклубнеплодов. *Приведена конструкция агрегата для измельчения и смешивания кормовых смесей. Суть конструкции заключается в том, что измельчающий корпус выполнен конической формы с вертикальной осью вращения и уменьшенным диаметром вниз, который является во взаимодействии с зазором с внешним подвижным коническим корпусом, по всей длине которого выполнены сквозные измельчающие зубы по винтовой поверхности. На выходе измельченная масса корнеклубнеплодов смешивается с комбикормами в необходимых соотношениях. Приведены аналитические зависимости для определения качества смешивания и энергозатраты процессов измельчения и смешивания.*

Шведик Н.С. Определение допустимого угла наклона гравитационного распределителя семенного потока относительно горизонта. *В статье приведен анализ причин, которые приводят к уменьшению равномерности распределения основного семенного потока по подпотокам, установлена аналитическая зависимость эффективной площади стабилизатора, через которую улавливаются семена, от угла α наклона распределителя относительно горизонта и определено его допустимое значение.*

Shimchuk S. The method of evaluating anti-wear properties of greases. Based on the problem of correctly evaluating performance properties of lubricants and a short review of existing methods the method of evaluating anti-wear properties of greases.

Shevchuk V, Yukhymchuk S, Grushetsky M. Improvement needle-disc harrow of cultivator. The paper proposes a design improvement battery of five discs needle harrow of cultivator and equipment described for determining the linear displacement and force factors acting on the working bodies battery of five discs in the field.

Yaschuk A., Kirchuk R. Research of uniformity of drying of flax oilseed pile with an agitation of a layer of the material by spiral activators. The results of an experimental research of the effect of the spiral agitators on uniformity of drying of flax oilseed pile are submitted in the article.

Шимчук С.П. Методика лабораторных испытаний пластичных смазок. На основании проблемы корректного оценивания эксплуатационных свойств смазывающих средств и анализа существующих методик разработано методику определения противоизносных свойств пластичных смазок.

Шевчук В.В., Юхимчук С.Ф., Грушецкая М.Г. Усовершенствование игольчасто-дисковой бороны культиватора. В статье предложено усовершенствования конструкции пятидисковой батареи игольчастой бороны культиватора и описано оборудование для определения линейных перемещений и силовых факторов, действующих на рабочие органы пятидисковой батареи в полевых условиях.

Яшук А.А., Кирчук Р.В. Исследование равномерности сушки вороха семян льна масличного с перемешиванием слоя материала спиралевидными активаторами. В статье представлены результаты экспериментального исследования влияния спиралевидных рабочих органов на равномерность сушки вороха семян льна масличного.

ЗМІСТ

1. Василюк В.І., Хопта З.О. Аналіз роботи перехресної пасової передачі обертача льону.....	3
2. Гевко Р.Б., Дзюра В.О., Романовський Р.М. Визначення раціональних параметрів процесу транспортування сипких матеріалів пневмомеханічними конвесрами.....	6
3. Герасимчук О.П. Експериментальне обґрунтування форми бічних прутків подільника.....	12
4. Герук С.М., Дячун А.Є., Грудовий Р.С. Синтез енергоощадних транспортно - технологічних систем з гвинтовими робочими органами.....	17
5. Голій О.В. Аналіз технологій збирання і післязбиральної обробки льону олійного.....	24
6. Грудовий Р.С. Обґрунтування параметрів гвинтових робочих органів енергоощадних конвесрів.....	29
7. Забродоцька Л.Ю. Визначення впливу параметрів вихідного матеріалу та сушарки на інтенсивність сушіння трав.....	35
8. Завірюха М.В., Проїденко Є.Є. Експериментальні дослідження по визначенню міцності і видовження стебел та плодоніжки кукурудзи.....	40
9. Захарчук В.І., Стахов М.Б. Дослідження показників дизеля при його роботі на біопаливі.....	46
10. Захарчук О.В. Теоретичні дослідження показників колісного трактора з газовим двигуном.....	51
11. Лімонт А.С. Кореляційно-регресійні моделі продуктивності і щозмінне технічне обслуговування льонозбиральних комбайнів.....	56
12. Любачівський Р.О., Білик С.Г., Диня В.І., Грудовий Р.С. Технічні засоби для дослідження гвинтових механізмів з розширеними технічними можливостями.....	66
13. Максимович О.В., Іванюк Т.В. Визначення залишкових напружень у ортотропних пластинках на основі теоретико-експериментального методу.....	73
14. Назарівський О.В., Толстушко М.М., Грушецька М.Г. Аналіз умов захвату і утримання рулонів під час перевезення рулоновозом.....	81
15. Поліщук М.М. Визначення тягового опору ложеформувача проморожених сапропелів.....	86
16. Поляшенко С.О., Роляк О.А., Цикалюк Ю.О. Дослідження динаміки втрат енергії транспортного агрегату при перемиканні передач в трансмісії з гідропіджимними муфтами.....	92
17. Пуць В.С., Мартинюк В.Л. Визначення потужності, потрібної для здійснення процесу підрівнювання стебел.....	97

18. Ріпецький Є.Й., Ріпецький Р.Й. Експериментальна оцінка узагальнених жорсткостей опор грейферних навантажувачів.....	102
19. Ракул О.І. Методика проведення випробувань качано-відокремлювального апарату багатofакторної дії.....	110
20. Сай В.А. Визначення сили брання стебел льону олійного.....	119
21. Толстушко Н.О. Визначення прогину нескінченних пасів рулонного прес-підбирача.....	125
22. Усенко М.В., Стасіцький М.П., Владут В. Аналіз роботи стабілізуючого пристрою з передплужником до мотоблоку.....	130
23. Хайлис Г.А., Шевчук В.В., Толстушко Н.Н. К расчету сил, действующих на иглы игольчатой бороны.....	136
24. Хайлис Г.А., Шевчук В.В., Толстушко Н.Н. Особенность плоскопараллельного движения дисков игольчатой бороны по почве.....	141
25. Цизь І.Є., Спетрук І.О., Адамович Р.В. Обґрунтування розміру вічка транспортера гранулятора-сушарки ОМД.....	147
26. Цизь К.Є. Аналіз засобів і методів післязбирального обробітку сої...	155
27. Чвартацький Р.І., Чвартацький І.І., Каретін В.М. До питання подрібнення і змішування коренебульбоплодів.....	161
28. Шведик М.С. Визначення допустимого кута нахилу гравітаційного розподільника насіннєвого потоку відносно горизонту.....	166
29. Шимчук С.П. Методика лабораторних випробувань пластичних мастильних матеріалів.....	176
30. Шевчук В.В., Юхимчук С.Ф., Грушецька М.Г. Вдосконалення голчато-дискової бороны культиватора.....	180
31 Яшук А.А., Кірчук Р.В. Дослідження сушіння вороху насіння льону олійного з перемішуванням шару матеріалу.....	185
Анотації.....	191



**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 колонитулу 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.
 8. Структурні частини статті *обов'язково* виділяються **підзаголовками** відповідно до вказаного вище плану статті.
 9. Нумерація сторінок – лише на роздрукованій копії олівцем.
 10. Роздрукований оригінал закінчується підписом автора.

ФОРМУЛИ

1. Формули будують у редакторах: **MS Equation, Math Type**. Для набирання формул застосовувати шрифти: **Times New Roman, Symbol** (*курсив*). Основний розмір шрифту формул – 10 пунктів. Формули вирівнюють по центру. Надто довгі формули розбивають на дрібні елементи. Формула не повинна займати більше 5/6 ширини рядка.
2. Після формули наводять пояснення усіх значень символів і числових коефіцієнтів у тій послідовності, у якій вони подані у формулі. Значення кожного символу і числового коефіцієнта записують з нового рядка. Перший рядок пояснення починають без абзацного відступу зі слова „де”, без двокрапки. Нумерувати слід лише ті формули, на які є посилання у наступному тексті. Інші номерувати не рекомендується. Номери позначають арабськими цифрами в круглих дужках біля правого берега сторінки.
3. Формули входять до речення як його рівноправний елемент, тому в кінці формул і в тексті перед ними розділові знаки ставлять відповідно до правил пунктуації. Двокрапка перед формулою

ставиться лише у випадках, передбачених правилами пунктуації:
а) у тексті перед формулою є узагальнююче слово; б) цього вимагає побудова речення, що передує формулі.

ГРАФІЧНИЙ МАТЕРІАЛ

1. Рисунки, графіки, діаграми, фотографії та ін. розташовуються у тексті статті (після першого згадування), а також подаються на CD або DVD носіях в окремих файлах з розширенням **JPG, TIFF**. Їх розмір та контрастність повинні забезпечувати чітке читання.
2. Позиції на рисунках проставляються над виносками.
3. Підрисунковий підпис починається скороченим словом „Рис.”, далі йдуть: пробіл, номер рисунка, який позначається арабськими цифрами, 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 замінювати „лапками”. Усі позначення вказувати повністю, без скорочень.

ДОДАТКОВІ ДОКУМЕНТИ

1. Анкетні дані автора (–ів): Прізвище І.Б., науковий ступінь, вчене звання, місце роботи, посада, домашня адреса, номери дом., сл. телефонів.
2. Рецензія на статтю, підписана доктором технічних наук.

Подані матеріали будуть редагуватись.

Адреса редакції: 43018 м. Луцьк, вул. Львівська, 75, каб. 359.

Тел. (0332) 74–61–32.

E-mail: lab-amb@ukr.net

Наукове видання

СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Збірник наукових статей
Випуск 23. 2012

**Збірник входить до „Переліку наукових фахових видань
України...”. Галузь наук – технічні.
(Постанова президії ВАК України від 10.02.2010 р. № 1–05/1)**

Відповідальний за випуск: І.Є. Цизь.
Редактор: О.С. Гордіюк, О. Боднар
Комп'ютерна верстка: І.Є. Цизь.

Підписано до друку 29.12.2012 р., Формат 60×84/16.
Ум. друк. арк. 13,0 . Наклад 100. Безкоштовно. Зам. 17

Редакційно–видавничий відділ Луцького НТУ
43018 м. Луцьк, вул. Львівська, 75

Реєстраційне свідоцтво
Міністерства юстиції України КВ №15902–4374 ПР