

УДК 631.331

ДО ПИТАННЯ СТВОРЕННЯ ШИРОКОЗАХВАТНИХ ПОСІВНИХ КОМПЛЕКСІВ З ПІДВИЩЕНИМ РЕСУРСОМ РУХОМИХ З'ЄДНАНЬ**Деркач О.Д., доцент; Науменко М.М., доцент; Макаренко Д.О.,
Муранов Є.С., асистенти***(Дніпропетровський державний аграрно-економічний університет)*

Наведена розрахункова схема до визначення реакцій та навантажень, що діє у вузлових з'єднаннях механізму копіювання поверхні ґрунту дисково-анкерного сошника. Складені системи рівнянь за наведеною схемою, визначені мінімальні та максимальні навантаження в шарнірах. Проведені виробничі випробування та мікрометраж.

Актуальність роботи. Як відомо, сівба сільськогосподарських культур має бути проведена в стислі агротехнічні терміни. При цьому, до посівних машин висувуються особливі вимоги: повне забезпечення якості посіву, надійність, ремонтпридатність у польових умовах, як можна більша періодичність технічного обслуговування.

Сьогодні значний сектор технічного забезпечення українського сільськогосподарства займають високопродуктивні широкозахватні машини. Такі посівні машини дозволили значною мірою вирішити проблеми своєчасного якісного посіву, часто з поєднанням інших технологічних операцій: підготовки ґрунту, внесення добрив, пригортання, прикочування тощо. Їх застосування дозволяє вивільнити значну кількість технічних і людських ресурсів.

Проте, досвід експлуатації посівних машин різних виробників показав, що в агрохолдингах України їх теоретична продуктивність значно відрізняється від реальної. Крім організаційних причин, виявлені ще й значні конструктивні недоліки.

На основні аналізу конструкцій сошників та систем, що забезпечують їх функціонування встановлено, що широке застосування знаходять дисково-анкерні сошники (ДАС), які забезпечують найвищу якість сівби. Однак, такі технічні системи мають малу періодичність обслуговування через складну конструкцію. Встановлено, що навіть останні моделі просапних сівалок компанії Deere & Company [1] та ПАТ «Червона Зірка» [2] мають значну кількість точок обслуговування. Наприклад, у конструкції сівалки Vega-16 (ПАТ «Червона Зірка») тільки в механізмі копіювання знаходяться 32 точки змащування, які потребують обслуговування кожні 100 га наробітку. Посівний комплекс «Агро-Союз Turbosem II 19-60», випуск якого налагоджено в

холдингу «Агро-Союз» (м. Дніпропетровськ) теж має ряд шарнірів, мащення яких потребує значних затрат матеріальних ресурсів та праці механізатора, що значно збільшує час простоювання агрегату. Обслуговування деяких з них необхідно проводити щонайменше через 48 годин наробітку [3]. На основі хронометражу встановлено, що простоювання агрегатів у такому випадку сягає 3,5...4 години, а це – недосів 20...24 га. Аналогічні конструкції дисково-анкерних сошників застосовуються і такими крупними світовими виробниками як Gaspardo, Kinze, Great Plains. Тобто, сьогодні жоден з виробників світу не відмовився від традиційного підходу до технічної експлуатації сівалок та посівних комплексів. Основною причиною цього є застосування у шарнірних з'єднаннях посівних машин металевих пар тертя типу «вал-втулка». Такі конструкції здатні витримувати значні навантаження, але за умови інтенсивного змащування пластичними матеріалами. Адже відомо, що трибологічні властивості конструкційних сталей без змащення надзвичайно низькі. Отже, існує проблема підвищення трибологічних властивостей шарнірних з'єднань та збільшення періодичності обслуговування. Її можна вирішити застосуванням полімерних композитів (ПК) в конструкції посівних машин.

Метою роботи є визначення можливості застосування самозмащувальних композитних матеріалів у шарнірах системи копіювання посівних машин.

Для досягнення мети необхідно виконати наступні задачі:

- визначити навантаження, що діють у вузлах тертя механізму копіювання поверхні ґрунту дисково-анкерного сошника;
- провести лабораторні дослідження та виробничі випробування.

Для розв'язання задач, пов'язаних із розробкою і дослідженням властивостей нових ПК у рухомих з'єднаннях посівних машин необхідно провести теоретичне обґрунтування застосування полімерних композитів у рухомих з'єднаннях та ефективність їх застосування.

Теоретична частина. Розглянемо будову дисково-анкерного сошника (рис. 1). Механізм сівалки складається з шести основних елементів. До корпусу шарнірно приєднуються деталі 1 і 2, у яких ділянки АВ і А₁В₁, при роботі механізму залишаються паралельними між собою. Елементи 1 і 2 з'єднані шарнірною стійкою 3, яка крім того пружиною 4 з'єднується з правим краєм важеля 1. В транспортному положенні цей механізм підтримується корпусним упором 7, який забезпечує початкову конфігурацію механізму – відхилення від вертикалі укосини 2 складає 65° (кут φ_0 - на рис. 1). В робочому положенні диск 5 заглиблюється в ґрунт, а його максимальне переміщення обмежується опорним колесом 6. Пружина 4 в транспортному положенні не розтягнута. Розрахункова схема до визначення навантажень у шарнірах механізму копіювання поверхні ґрунту сошниками наведена на рис. 1.

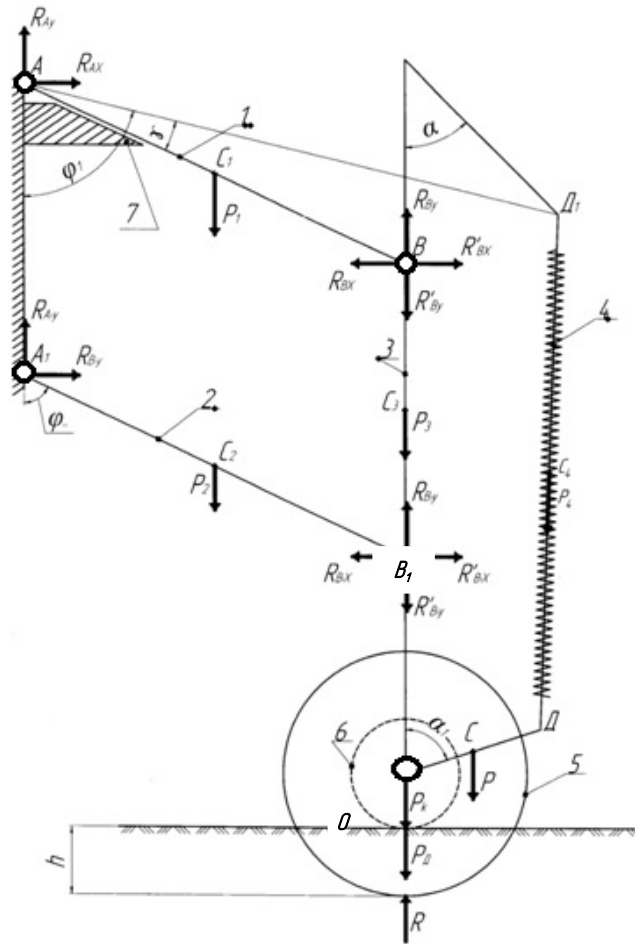


Рисунок 1 – Розрахункова схема до визначення навантажень паралелограмної системи ДАС

Мінімальне навантаження на вузлові з'єднання очевидно будуть виникати на початку роботи механізму, коли сила R (рис. 1) буде достатньою, щоб роз'єднати стержень 1 і упор 7. На (рис. 1) сили, що виникають в з'єднаннях, позначені символами $R_{AX}, R_{AY}, R_{A_1X_1}, R_{A_1Y_1}, R_{B_1X_1}, R_{B_1Y_1}, R_{BX}, R_{BY}$, (як складові реакцій циліндричних шарнірів). Силами $P_1, P_2, P_3, P_4, P, P_k, P_D$ – позначені сили ваги відповідних деталей конструкції та колеса і диска, а сила P – це вага відхиленої від вертикалі ділянки ОД, яка жорстко з'єднана з стійкою 3.

Невідомі сили будемо визначати з рівнянь рівноваги, які для кожного елемента конструкції складаються окремо.

На важіль 1 діє плоска довільна система сил $\{ R_{AX}, R_{AY}, R_{BX}, R_{BY}, \frac{P_4}{2}, P_1 \}$

Рівняння рівноваги мають вигляд:

$$R_{AX} + R_{BX} = 0; \quad (1)$$

$$R_{AY} + R_{BY} - \frac{1}{2}P_4 - P_1 = 0; \quad (2)$$

$$R_{BY} \cdot AB \sin \varphi_0 - R_{BX} \cdot AB \cos \varphi_0 - P_1 \cdot AC_1 \sin \varphi_0 - \frac{1}{2}P_4 \cdot AD_1 \sin \varphi_1. \quad (3)$$

Рівняння рівноваги для стержня A_1B_1 , на який діє система сил $\{ R_{A_1X_1}, R_{A_1Y_1}, R_{B_1X}, R_{B_1Y}, P_2 \}$ має вигляд:

$$-R_{A_1X_1} - R_{B_1X} = 0; \quad (4)$$

$$R_{A_1Y_1} + R_{B_1Y} - P_2 = 0; \quad (5)$$

$$R_{B_1Y} \cdot A_1B_1 \sin \varphi_0 - R_{B_1X} \cdot A_1B_1 \cos \varphi_0 - P_2 \cdot A_1C_1 \sin \varphi_0 = 0. \quad (6)$$

Рівновага стержня BOD разом з опорним колесом і диском під дією плоскої системи сил $\{ R'_{BX}, R'_{AY}, R'_{B_1X}, R'_{B_1Y}, P_3, P_k, P_o, P, \frac{P_4}{2} \}$ має вигляд:

$$R'_{BX} + R'_{B_1X} = 0; \quad (7)$$

$$-R'_{BY} - R'_{B_1Y} - P - P_k - P_o - P - \frac{P_4}{2} + R = 0; \quad (8)$$

$$-R'_{BX} \cdot BB_1 - \frac{1}{2} P_4 \cdot OD \cdot \sin \alpha_1 - P \frac{OD}{2} \cdot \sin \alpha_1 = 0. \quad (9)$$

В отриманій системі рівнянь (1-9), в з'єднаннях В і В₁ сили R_{BX} і R'_{BX} ; R_{BY} і R'_{BY} ; R_{B_1X} і R'_{B_1X} ; R_{B_1Y} і R'_{B_1Y} мають попарно рівні модулі і протилежні напрямки. Це дає можливість розрахувати вісім невідомих складових зусиль в з'єднаннях А, В, А₁, В₁, а також силу взаємодії з ґрунтом R за відомих лінійних, кутових і масових характеристик системи.

Очевидно, що під час роботи сівалки робоче навантаження на механізм може бути більшим за розраховане з системи рівнянь (1-9).

Максимальне навантаження буде виникати у випадку коли опорне колесо буде притискуватись до ґрунту заданою силою R, що забезпечуватиметься вертикальним переміщенням вниз опорних вузлів механізму анкера. Таке вертикальне зміщення приведе до деформації паралелограма конструкції А В А₁ В₁, при якій збільшиться кут γ і крім того розтягнеться пружина 4 (рис. 1).

Значення для кута деформованого паралелограма (φ_{\max}) можна визначити з рівняння:

$$A_1B_1 \cos \varphi_0 - A_1B_1 \cos \varphi_{\max} = h. \quad (10)$$

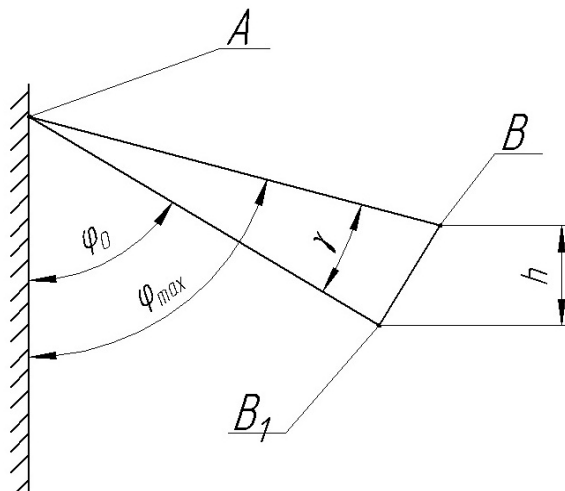


Рисунок 2 – Визначення кута максимального відхилення φ_{\max}

Враховуючи, що кут γ , яким визначається положення відрізка AD_1 (рис. 1) залишається незмінним для максимального значення φ_1^{\max} , отримаємо:

$$\varphi_1^{\max} = \varphi_{\max} + \gamma.$$

Таким чином в системі (1-9) рівняння (2) прийме вигляд:

$$R_{AY} + R_{BY} - \frac{1}{2}P_4 - P_1 - C \cdot \Delta = 0. \quad (11)$$

Замість рівняння (3) матимемо:

$$R_{BY} \cdot AB \sin \varphi_{\max} - R_{BX} \cdot AB \cos \varphi_{\max} - P_1 \cdot AC_1 \sin \varphi_{\max} - \frac{1}{2}P_4 \cdot AD_1 \sin \varphi_{1\max} - C \cdot \Delta \cdot AD_1 \sin \varphi_{1\max} = 0 \quad (12)$$

Рівняння (8) матиме вигляд:

$$-R'_{BY} - R'_{B_1Y} - P_3 - P_k - P_{\varnothing} - P - \frac{P_4}{2} + R + C \cdot \Delta = 0. \quad (13)$$

Замість рівняння (9) отримаємо:

$$-R'_{BX} \cdot BB_1 - \frac{1}{2}P_4 \cdot OD \sin \alpha_1 - P \frac{OD}{2} \sin \alpha_1 + C \cdot \Delta \cdot OD \sin \alpha_1 = 0. \quad (14)$$

В формулах (11-14) введені позначення:

C – коефіцієнт жорсткості пружини;

Δ – видовження пружини в зв'язку з деформацією паралелограма ABB_1A_1 .

Очевидно, що видовження пружини Δ буде дорівнювати різниці між вертикальними переміщеннями точок D_1 і D . По аналогії з формулою (10) для переміщення точки D_1 отримаємо:

$$h_1 = AD_1 \cos(\varphi_0 + \gamma) - AD_1 \cos(\varphi_{\max} + \gamma); \quad (15)$$

$$\text{тоді } \Delta = h_1 - h.$$

При визначенні навантаження на вузли сівалки прийняті до уваги масові і геометричні характеристики механізму системи копіювання рельєфу ґрунту посівного комплексу «Агро-Союз Turbosem II 19-60».

Вихідні дані до рисунку 1:

$AB=310$ мм;	$BB_1=215$ мм;	$ВД2=150$ мм;
$Д2Д1=160$ мм;	$В1О=160$ мм;	$ОД=100$ мм;
$АС1=300$ мм;	$h=100$ мм.	$\varphi_0 = 65^\circ$;
$\alpha = 45^\circ$;	$\alpha_1 = 72^\circ$;	$\gamma = 20^\circ$.

Значення мас окремих деталей:

$m_1=15$ кг;	$m_2=7$ кг;	$m_3=9$ кг;	$m_4=5$ кг;
$m=3$ кг;	$m_k=9$ кг;	$m_d=5$ кг.	

Коефіцієнт жорсткості пружини: $C = 162$ Н/см.

Підставивши числові значення в приведену вище систему рівнянь отримали наступні результати:

$$R = 1209,48 \text{ Н}; \quad R_A = 876 \text{ Н}; \quad R_B = 2377,3 \text{ Н}; \quad R_{A1} = 678,89 \text{ Н}; \quad R_{B1} = 688,98 \text{ Н}.$$

В умовах отриманих навантажень повинні працювати самозмащувальні

полімерні композити. Для їх обґрунтування проводили лабораторні дослідження.

Лабораторні дослідження. В міжфакультетській проблемній науково-дослідній лабораторії технічного сервісу машин Дніпропетровського державного аграрно-економічного університету (ДДАЕУ) накопичений значний досвід щодо створення і всебічного дослідження нових композитних матеріалів неметалевого походження, що володіють унікальними властивостями (табл. 1) у порівнянні з традиційними металами: високими температуро- і зносостійкістю, низькими коефіцієнтом тертя та питомою вагою (у 5 разів меншою у порівнянні зі сталями), багатьма іншими фізико-механічними властивостями, що дозволили розглядати їх як потенційні матеріали для застосування у рухомих з'єднаннях посівних комплексів. Наприклад, розроблені найпростіші матеріали здатні працювати в масляних середовищах при режимі експлуатації, що відповідають фактору PV 14 МПа·м/с. Розроблені матеріали постійно удосконалюються і модифікуються, є можливість їх адаптації до конкретних умов експлуатації, що збільшує експлуатаційну надійність у рази.

Таблиця 1 – Основні властивості деяких композитів[4], розроблених у ДДАЕУ та сталі

Параметр	Назва матеріалу і значення		
	СКММ-40Н	СКММ -30М	Сталь 20
Щільність, г / см ³	1,2	1,14	7,8
Ударна в'язкість, кДж/м ²	35	39	140
Межа міцності при стисканні, МПа	166	128-148	410
Коефіцієнт тертя:			
- тертя без змащування	0,16...0,24	0,18-0,26	0,75-0,8
- при змащуванні водою	0,02...0,03	0,06...0,08	-
- при змащуванні оливою	0,01	0,018...0,03	0,16-0,2
Здатність до рециклінгу (повторної переробки)	Здатні		Не здатна

Розроблені матеріали вирізняються значною корозійною стійкістю, податливістю при ремонті і нездатністю пошкодження металевих суміжних деталей. Вони мають ефект вибіркового переносу при терті, що забезпечує максимальну збереженість геометрії відповідних сталевих виробів. Як видно з табл. 1 використання сталі у вузлах, що нами розглядаються є неефективним в порівнянні з запропонованим матеріалом через невиправдано великі характеристики міцності та високі коефіцієнти тертя, тобто властивості матеріалу використовуються не за призначенням. Таким чином нами були виготовлені експериментальні деталі для шарнірних з'єднань А, А₁, В, В₁ (рис. 1), ліквідовані точки змащування та повністю укомплектований посівний комплекс «Агро-Союз Turbosem II 19-60» для польових випробувань.

Польові випробування. У 4-х сошниках після наробітку 826 га була проведена контрольна перевірка регулювань. Інших технічних робіт не проводилося. За період з 21.04.2014 р. по 21.10.2014 р. наробіток комплексу

склав 9179,9 га (рис. 3). На 5...7% зменшено час простоїв агрегатів на технологічному обслуговуванні, і, пропорційно, зросла змінна продуктивність агрегату. Різниця по наробітку базового та укомплектованого експериментальними деталями комплексів склала 615 га.

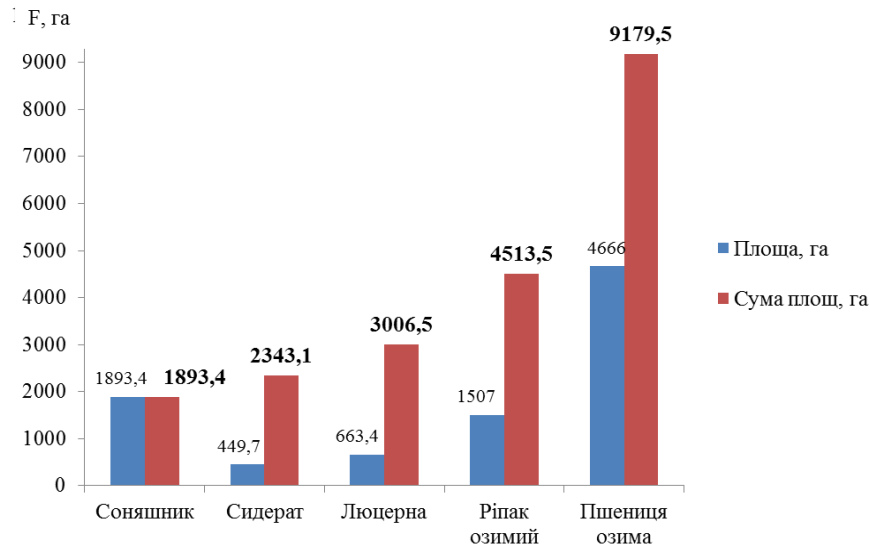


Рисунок 3 – Наробіток посівного комплексу, укомплектованого експериментальними виробами

Після вказаного наробітку був проведений мікрометраж експериментальних виробів (штангенциркуль ШЦ-1-125, № 399344, точність 0,1 мм), яким встановлено, що експериментальні деталі знаходяться в стані нормальної експлуатації, мають номінальні розміри та відсутність у необхідності втручання оператора у конструкцію (регулювання, контроль технічного стану тощо). При цьому знос на суміжних сталевих деталях відсутній, що створює значний позитивний технічний і економічний ефект. Технічний стан експериментальних деталей дозволяє класифікувати шарнірні з'єднання, як такі, що не потребують обслуговування. При цьому прогнозований ресурс складає 20...24 тис. га.

Запропонована конструкція експериментальних сошників захищена патентами України на корисну модель UA 94773 U «Універсальний дисково-анкерний сошник» та UA 94776 U «Посівний комплекс».

Технічною радою холдингу «Агро-Союз» прийнято рішення про впровадження композиційних матеріалів, розроблених в ДДАЕУ для серійного виробництва посівних машин «Агро-Союз Turbosem Composite».

Висновки

1. На основі проведених розрахунків визначені максимальні навантаження, що виникають у вузлах тертя механізму копіювання поверхні ґрунту дисково-анкерного сошника посівного комплексу «Агро-Союз Turbosem II 19-60»: $R = 1209,48 \text{ Н}$; $R_A = 876 \text{ Н}$; $R_B = 2377,3 \text{ Н}$; $R_{A1} = 678,89 \text{ Н}$; $R_{B1} = 688,98 \text{ Н}$.

2. Обґрунтовано застосування композитних матеріалів та доведена їх

ефективність: зменшено простої на 5...7 %, з одночасним збільшенням обсягу робіт до 615 га.

3. На основі отриманих результатів прийнято рішення про серійний випуск посівних машин нового покоління з підвищеним ресурсом необслуговуваних шарнірних з'єднань системи копіювання дисково-анкерних сошників.

Список літератури

1. Інтернет-джерело <http://agrotek.in.ua/>.
2. Інтернет-джерело <http://www.chervonazirka.com>.
3. Инструкция по эксплуатации и технического обслуживания сеялки Агро-Союз Turbosem II. – 57 с.
4. Складний композиційний матеріал. Патент на корисну модель № 88874U. Деркач О.Д., Шаповал О.М., Прокаєв С.Ф. та ін., 10.04.2014, Бюл. № 7.
5. *Деркач А.Д.* Повышение эксплуатационной надежности посевных комплексов Агро-Союз Turbosem II путем применения новейших материалов /А.Д.Деркач, А.Н.Шаповал, Е.А Шаповал // Агро: химия, техника, технологии. Научно-практический журнал, № 3(21), 2014 – С. 37-40.

Аннотация

К ВОПРОСУ СОЗДАНИЯ ШИРОКОЗАХВАТНЫХ ПОСЕВНЫХ КОМПЛЕКСОВ С ПОВЫШЕННЫМ РЕСУРСОМ ПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Деркач А.Д., Науменко Н.Н., Макаренко Д.А., Муранов Е.С.

Приведенная система реакций и нагрузок, что действует в узловых соединениях механизма копирования поверхности почвы дисково-анкерного сошника. Составлены системы уравнений по приведенной схеме, определены минимальные и максимальные нагрузки в шарнирах. Проведены производственные испытания и микрометраж.

Abstract

THE QUESTION OF CREATING WIDE-SEEDING SYSTEMS WITH INCREASED RESOURCE MOVABLE JOINTS

O. Derkach, N. Naumenko, D. Makarenko, E. Muranov

The following system reactions and loads acting on the nodal connections copying mechanism ground anchor disk-opener. Compound system of equations for the scheme, defined minimum and maximum stress in the joints. Field tested and mikrometrazh.