

**ЛУЦЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**ВІТРОВИЙ Андрій Орестович**

УДК 631.3.01

**ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ РОБОТИ  
МОДУЛЬНОГО ГВИНТОВОГО АГРЕГАТУ**

05.20.01 – механізація сільськогосподарського виробництва

**АВТОРЕФЕРАТ**

дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

**Луцьк-1999**

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність роботи.** Технологічні процеси збирання і переробки сільськогосподарської продукції містять значну кількість трудомістких вантажно-розвантажувальних і транспортних операцій. Підвищення рівня механізації таких технологічних процесів із застосуванням нових способів переміщення сипких вантажів є актуальним завданням сільськогосподарського виробництва в Україні.

Одним з перспективних напрямків у вирішенні даної проблеми є розробка засобів механізації вище згаданих процесів на базі гвинтових агрегатів, які забезпечують транспортування сипких матеріалів по криволінійних трасах при вільному розташуванні робочого органа в гнучкому кожусі. Однак, існуючі конструкції гвинтових агрегатів мають ряд недоліків: недостатню надійність та довговічність смугових спіралей, які не витримують знакозмінних циклічних навантажень, що виникають в процесі їх роботи; високу металомісткість агрегатів; значне пошкодження насінневого матеріалу. Відомі методики проектування робочих процесів гвинтових агрегатів побудовані, в основному, на використанні табличних значень та емпіричних залежностей і не в повній мірі відповідають сучасним вимогам, оскільки ґрунтуються лише на загальних оптимізаційних моделях даних агрегатів.

Отже, обґрунтування параметрів технологічних процесів переміщення сільськогосподарських матеріалів по криволінійних трасах, розробка нових робочих органів для їх виконання, методик оптимізації їх конструктивних та технологічних параметрів і адекватних математичних моделей процесів транспортування для підвищення технічного рівня таких засобів механізації є актуальною проблемою сільського господарства України.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Робота виконана відповідно до: координаційного плану важливих науково-дослідних робіт ВУ-Зів України на 1996-2000 р.р.; Української державної програми виробництва машин і технологічного обладнання для сільськогосподарської, харчової і переробної промисловостей.

**Мета роботи:** підвищення техніко-економічних параметрів технологічного процесу переміщення сипких сільськогосподарських матеріалів гнучким гвинтовим робочим органом виконаним у вигляді шарнірно з'єднаних секційних гвинтових елементів з оптимізацією його конструктивно-технологічних параметрів.

**Завдання досліджень:** визначити параметри технологічного процесу переміщення сипких матеріалів по криволінійних трасах модульним гвинтовим агрегатом (МГА) з розробленим новим робочим органом; вивести аналітичні залежності взаємозв'язку між конструктивними і силовими параметрами елементів з'єднань гвинтових секцій з умови підвищення надійності та мобільності функціонування МГА; розробити динамічну модель даного технологічного процесу з врахуванням різних

варіантів навантаження на робочий орган; на основі механіко-математичних розрахунків і даних експериментальних досліджень запропонувати методи вибору оптимальних технологічних і конструктивних параметрів процесу переміщення сільськогосподарських матеріалів; розробити інженерну методику проектування технологічних і конструктивних параметрів засобів механізації процесу переміщення матеріалів по криволінійних трасах.

**Наукова новизна одержаних результатів.** Досліджено технологічний процес переміщення сипких матеріалів по криволінійних трасах модульним гвинтовим агрегатом, робочий орган якого виконаний у вигляді шарнірно з'єднаних секційних гвинтових елементів. На основі кінетостатичного аналізу виведені аналітичні залежності для визначення конструктивних і силових параметрів робочого органа, розроблена динамічна модель технологічного процесу переміщення матеріалу створеним агрегатом по криволінійних трасах. Запропоновано методи вибору раціональних технологічних і конструктивних параметрів процесу транспортування сипких вантажів на основі механіко-математичних розрахунків. Створена оптимізаційна модель технологічного процесу, яка містить цільову функцію по експлуатаційних витратах і технологічній собівартості, а також обмеження на зміну незалежних функціональних і конструктивних параметрів. У загальному вигляді вирішена нелінійна задача оптимізації технологічних і конструктивних параметрів даного технологічного процесу та розроблена інженерна методику їх проектування. Запропоновано нові робочі органи МГА, технічна новизна яких захищена патентами на винаходи.

**Практичне значення одержаних результатів.** На базі теоретичних і експериментальних досліджень розроблено принципово новий засіб механізації транспортування сільськогосподарських матеріалів криволінійними трасами, що виконаний у вигляді шарнірно з'єднаних секційних гвинтових елементів. Ресурс роботи якого збільшено в 5,2 рази, порівняно з існуючими, при довжині робочого органа 10м і мінімальному радіусі згину  $R_{min}=1,0\text{м}$ ; дроблення зерна при цьому зменшено на 5-6%. До переваг запропонованого МГА також слід віднести його високу ремонтнопридатність за рахунок можливості швидкої заміни окремих зруйнованих секцій. Даний робочий орган можна використати для механізації сільськогосподарського виробництва при переміщенні, змішуванні, подрібненні, очищенні і в інших технологічних процесах, де на сьогоднішній день застосовуються жорсткі шнеки. Використання розробленої інженерної методику проектування технологічного процесу, створеної на основі аналізу і розв'язку складеної оптимізаційної задачі, дозволило в середньому скоротити матеріаломісткість модульного гвинтового агрегату на 10...15% і зменшити енергомісткість процесу на 5...10%. Запропонований МГА впроваджено на СМП "Універст" (м.Тернопіль), де було виго-

товлено п'ять дослідних взірців, які використовуються для транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів підприємствами Тернопільської області.

**Особистий внесок здобувача.** Виведені аналітичні залежності для визначення радіуса кривизни траси транспортування і крутного моменту від технологічних та конструктивних параметрів робочого органа. Проведено силовий розрахунок механізму натягу троса гвинтових секцій. Розроблена і досліджена динамічна модель технологічного процесу переміщення матеріалу. Запропоновано методику розрахунку на міцність гвинтових лопатей. На основі методів оптимізації розроблено інженерну методику проектування технологічних і конструктивних параметрів засобів механізації процесу. Частка кожного автора в технічних рішеннях, захищених патентами України - рівноцінна.

**Апробація роботи.** Основні положення роботи доповідались на 3-му міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків у Львові (1997р.), на науковій конференції Національного аграрного університету "Сучасні проблеми сільськогосподарського машинобудування", присвяченій 100-річчю з дня заснування НАУ (1997р.), на розширеному науковому семінарі кафедри ТМ Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя (1999р.), на засіданні тематичного семінару "Розробка і дослідження технологічних процесів, конструкції машин і механізмів" Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя (1999р.), на науково-практичній конференції викладачів Луцького державного технічного університету (1999р.).

**Публікації.** За темою дисертації опубліковано 6 друкованих робіт і отримано 3 патенти України на винаходи.

**Структура та обсяг роботи.** Дисертаційна робота складається з вступу, 4-х розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Загальний обсяг роботи складає 132 сторінки машинописного тексту, включає 44 рисунки, 6 таблиць, перелік посилань із 125 назв, та додатки.

## **ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ**

**У вступі** висвітлено суть і обґрунтовано актуальність роботи, сформульована мета роботи та основні положення, що виносяться на захист.

**У першому розділі** розглянуто існуючі технологічні процеси транспортування продуктів сільськогосподарського виробництва, приготування і роздавання кормів на тваринницьких фермах, що виконуються на базі машин безперервної дії. Проведено патентний огляд існуючих конструкцій робочих органів МГА та аналіз результатів теоретичних і експериментальних досліджень механізації процесів транспортування сипучих сільськогосподарських матеріалів.

У формування наукових основ теорії проектування гвинтових транспортвальних механізмів значний вклад внесли вчені П.М.Василенко; А.М.Григор'єв; А.А.Омельченко; Х.Герман; Г.В.Корнеєв; В.Д.Ткач; М.К.Штуков; Б.М.Гутьяр; І.Е.Груздєв; В.І.Янков; М.І.Акімов; Д.Мак-Келві; Г.Шенкель; Е.Бернхард; Б.М.Гевко; Р.М.Рогатинський та ін.

Питаннями розробки прогресивних конструкцій гнучких агрегатів та визна-

чення їх раціональних конструктивних та кінематичних параметрів займались П.А.Преображенський; С.М.Михайлов; К.Д.Ващакін; О.О.Труфанов; Х.Герман; М.І.Пилипець; Ф.К.Іванченко; Р.Б.Гевко та ін.

На основі проведеного аналізу, патентного огляду і мети даної роботи, сформульовано наступні завдання досліджень:

- визначити параметри технологічного процесу транспортування сипких матеріалів по криволінійних трасах модульним гвинтовим агрегатом, робочий орган якого виконаний у вигляді шарнірно з'єднаних гвинтових елементів;

- вивести аналітичні залежності для визначення взаємозв'язку між конструктивними і силовими параметрами елементів з'єднань гвинтових секцій з умови підвищення надійності та мобільності функціонування МГА;

- розробити динамічну модель технологічного процесу переміщення матеріалу для різних варіантів навантаження на запропонований тип робочого органа;

- на основі механіко-математичних розрахунків розробити методи оптимального вибору технологічних і конструктивних параметрів МГА;

- розробити інженерну методіку проектування технологічних і конструктивних параметрів МГА для переміщення сільськогосподарських матеріалів по криволінійних трасах.

У другому розділі запропонований новий варіант технологічного процесу переміщення сільськогосподарських матеріалів з використанням МГА. Проведено кінетостатичний аналіз робочого органа МГА, який дозволив встановити закономірності впливу конструктивних параметрів вузлів з'єднання гвинтових секцій, а також зусилля їх стискання на величину передачі крутного моменту і радіуса кривизни траси переміщення матеріалу.

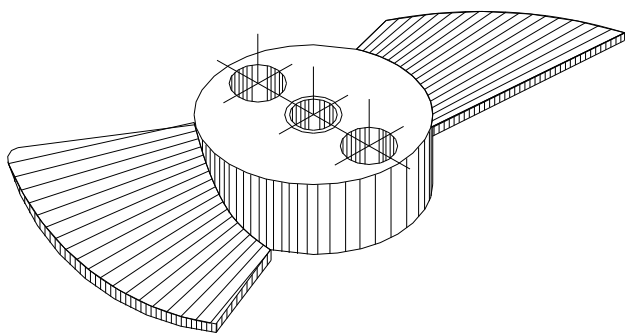


Рис.1 Гвинтова секція робочого органа

На рис.1 зображена гвинтова секція, яка є основою робочого органа, конструктивною особливістю якого є розташування на трасі циліндричних втулок із зовнішнім радіусом  $R$ , між якими діаметрально в лунках встановлені пари металевих кульок радіусом  $r$ . Осі, що з'єднують центри пар кульок між сусідніми втулками зміщені на  $90^\circ$ , що забезпечує їх бокове коливання у

взаємно перпендикулярних площинах. Втулки стиснуті між собою з можливістю регулювання сили стискання пружини. На кожній з втулок розміщені гвинтові лопаті, які в гнучкому кожусі переміщують сипучий матеріал.

На рис.2 зображена схема розташування суміжних втулок при їх плоскому розміщенні в одній площині та максимальному боковому зміщенні на величину кута  $\varphi$ , на якій позначено:  $B$  -ширина втулки;  $h$  -відстань між втулками;  $R_k$  -максимальний радіус кривизни робочого органа;  $R$ -радіус втулок.

Аналітична залежність для визначення  $R_k$ , матиме наступний вигляд.

$$R_k = R[B(2 + \cos(\arcsin(h/R))) + 3h]/2h. \quad (1)$$

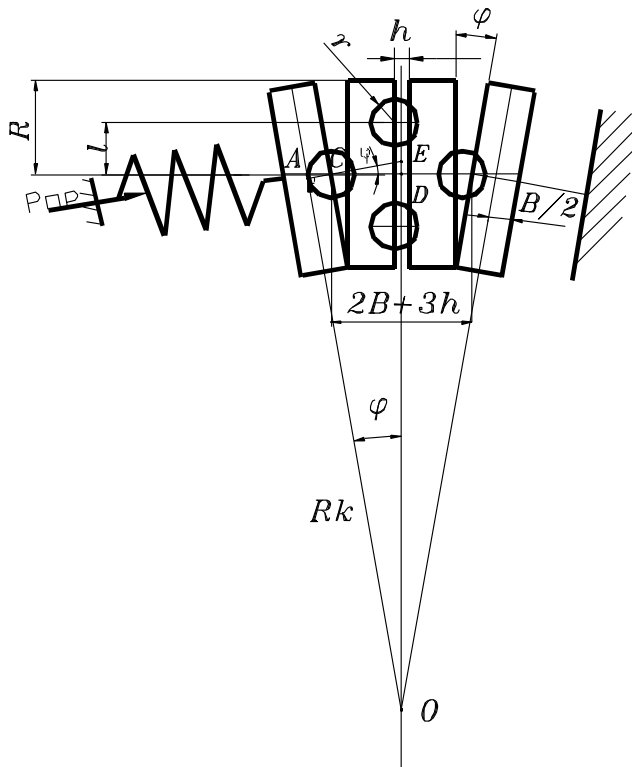


Рис.2 Схема розташування суміжних втулок

За результатами розв'язку на ПЕОМ формули (1) побудовано графічні залежності (рис.3) функціонального зв'язку  $R_k = f(R; B; h)$ .

Отримана аналітична залежність для визначення крутного моменту, який можуть передати гвинтові елементи робочого органа:

$$T = \frac{c \cdot \Delta \cdot l \cos(\arcsin(h/r) - \rho \pm \varphi) \cos \varphi}{\sin(\arcsin(h/r) - \rho)}, \quad (2)$$

де  $c$  - жорсткість пружини;

$\Delta$  - величина попереднього натягу пружини;

$l$  - плече передачі крутного моменту (відстань від центра втулки до центра кульки);

$\varphi$  - кут зміщення втулок одної відносно іншої;

$\rho$  - кут тертя у парі кулька-лунка.

На основі аналізу формули (2) за допомогою ПЕОМ при різних конструктивних параметрах пружини стискання ( $1 - c = 100 \text{ Н/мм}$ ;  $\Delta = 5 \text{ мм}$ ;  $2 - c = 150 \text{ Н/мм}$ ;  $\Delta = 8 \text{ мм}$ ) побудовані графічні залежності характеру зміни величини передачі крутного моменту робочим органом від плеча розташування кульки -  $l$ ; радіусу кульки -  $r$ ; осьового зазора між втулками -  $h$  (рис.4).

Проведено силовий розрахунок механізму натягу троса гвинтових секцій на основі теорії пружності Г.Герца з врахуванням допустимих контактних напружень. Залежність для визначення допустимої сили натягу троса  $P_{mp}$  має вигляд:

$$P_{mp} = \frac{\sigma_{max}^3 \cdot (E_1 + E_2)^2 \cdot (r + \delta)^2 \cdot R_1 \cdot h}{0,233 \cdot E_1^2 \cdot E_2^2 \cdot \delta^2}, \quad (3)$$

де  $\sigma_{max}$  - максимальні контактні напруження;

$E_1$  і  $E_2$  - відповідно модулі пружності матеріалів кульки і сферичної впадини;

$r$  - радіус кульки;

$\delta$  - допуск на виготовлення секції,  $\delta=0,05\dots0,2$ мм;

$h$  - величина зазора між сусідніми гвинтовими секціями.

Вплив кожного з факторів на необхідну величину сили натягу троса проаналізований з допомогою ПЕОМ. Аналізуючи отримані дані, можна констатувати, що зміна  $E_2$  практично не впливає на величину  $P_{mp}$ , а збільшення  $\sigma_{max}$  від 40 до 97МПа дає можливість збільшити  $P_{mp}$  у 8 разів, що необхідно при передачі значних крутних моментів робочим органом.

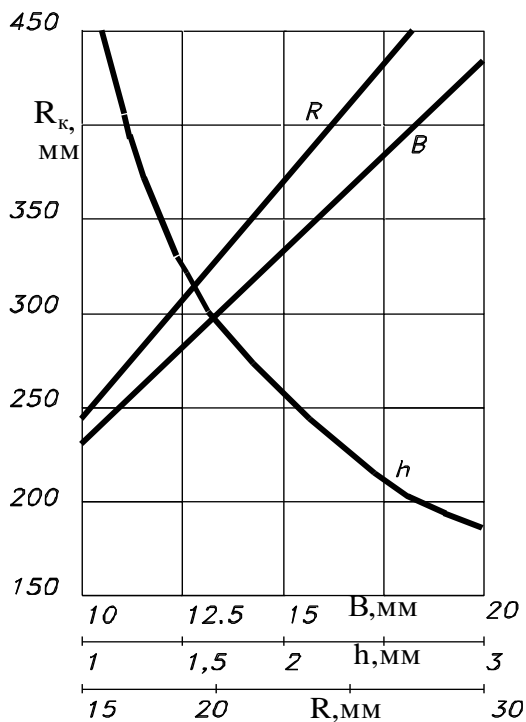


Рис.3 Залежності величини максимального радіуса кривизни робочого органа від його конструктивних параметрів.

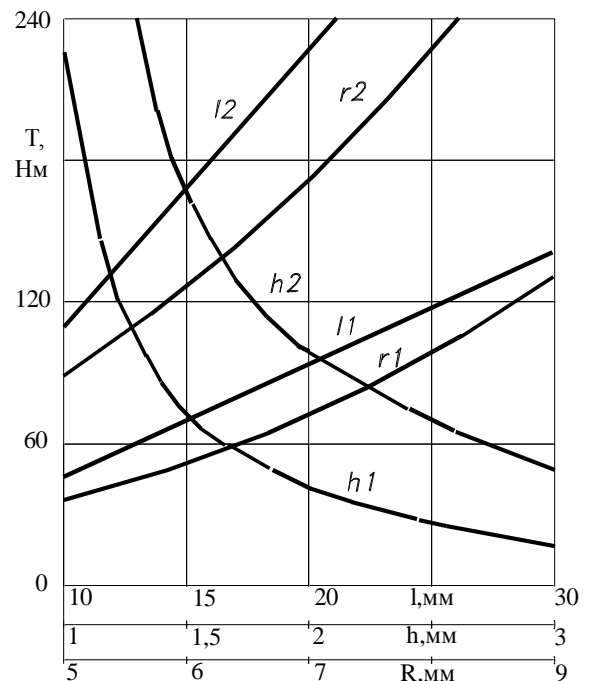


Рис.4 Залежності характеру зміни передачі крутного моменту від конструктивних параметрів робочого органа.

При збільшенні зазора  $h$  між секціями  $P_{mp}$  зростає лінійно, причому коефіцієнт пропорційності в значній мірі залежить від  $\sigma_{max}$ . Необхідно зауважити, що величина зазора  $h$  суттєво впливає на кривизну траси транспортування і при виборі величини  $P_{mp}$  необхідно врахувати умови роботи даного агрегата.

Встановлено, що при збільшенні величини  $r$  від 4 до 10мм  $P_{mp}$  зростає по параболічній залежності.

Суттєвий вплив на абсолютну величину  $P_{mp}$  має значення допуску  $\delta$  на виготовлення сферичних впадин, функція  $P_{mp} = f(\delta)$  має експотенціальний характер зміни при пониженні точності виготовлення даних поверхонь. Встановлено, що пониження допуску на виготовлення сферичних впадин від 0,1 до 0,5мм призводить

до падіння величини  $P_{mp}$  у 18...20 разів. Даний фактор має домінуючий вплив на вибір значень  $P_{mp}$  і потребує високоточної технології виготовлення пластмасових гвинтових секцій, з урахуванням режимів лиття, охолодження пресформи, термообробки секцій.

Для визначення максимального моменту, який може передавати розроблений гнучкий робочий орган і моменту спрацювання запобіжної муфти - була складена динамічна модель, яка в достатній мірі відображає процес його роботи. Для спрощення розрахунків розподілена маса шнека з вантажем в даній моделі була приведена до системи двох зосереджених мас з'єднаних пружною невагомою ланкою.

Динамічні рівняння даної моделі мають вигляд:

$$\begin{aligned} J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 &= T_\delta - C_1 \cdot (\varphi_1 - \varphi_2); \\ J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 &= C_1 \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) - C_2 \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) - T_{\Gamma 1}; \\ J_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 &= C_2 \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) - T_{\Gamma 2} - T_{on}, \end{aligned} \quad (4)$$

де  $J_1$  - приведений момент двигуна до вала робочого органа;

$\varphi_i$  - кут повороту  $i$ -ої ланки;

$T_\delta$  - момент на валі двигуна;

$C_1$  - приведена жорсткість всіх елементів від двигуна до шнека;

$J_2$  і  $J_3$  - приведені моменти інерції робочого органа;

$T_{\Gamma 1}$  і  $T_{\Gamma 2}$  - моменти, що діють на робочий орган;

$C_2$  - приведена жорсткість шнека;

$T_{on}$  - момент опору.

Початкові умови в системі координат, прив'язаній до маси  $J_1$ , яка обертається з кутовою швидкістю  $\omega_0$ :  $\varphi_{1(0)} = 0$ ;  $\omega_{1(0)} = \omega_0$ ;  $\varphi_{2(0)} = -T_\delta / C_1$ ;  $\omega_{2(0)} = \omega_0$ ;  $\varphi_{3(0)} = (-T_\delta + T_{\Gamma 1}) / C_2 + \varphi_2$ ;  $\omega_{3(0)} = \omega_0$ .

Загальний розв'язок неоднорідного диференціального рівняння є сумою загального розв'язку однорідного диференціального рівняння  $\psi_{13}$  і часткового розв'язку неоднорідного диференціального рівняння  $\psi_{14}$ :

$$\begin{aligned} \psi_1 = \psi_{13} + \psi_{14} &= A \sin \gamma_1 t + B \cos \gamma_1 t + C \sin \gamma_2 t + D \cos \gamma_2 t + \\ &+ \frac{T_{on1} J_1 + 2T_\Gamma J_1 + 2T_\delta J_1}{C_1(2J + J_1)} + \frac{T_{on2} J_1}{C_1(2J + J_1)} \cdot t. \end{aligned} \quad (5)$$

На основі аналізу даної моделі встановлено, що для надійного функціонування робочого органа в критичних режимах роботи в його кінематичну схему потрібно вводити пружно-захисну муфту, час спрацювання якої не перевищує



0,13с, при наступних параметрах елементів приводу  $C_1 \approx 60000 \text{Н}\cdot\text{м}$ ;  $C_2 \approx 10000 \text{Н}\cdot\text{м}$ ;  $J_1 \approx 30,0 \text{кг}\cdot\text{м}^2$ ;  $J_2 = J_3 \approx 1,0 \text{кг}\cdot\text{м}^2$ ;  $T_\delta \approx 70,00 \text{Н}\cdot\text{м}$ ;  $T_{\Gamma 1} = T_{\Gamma 2} \approx 20,0 \text{Н}\cdot\text{м}$ ;  $T_{on} \approx 22,0 \text{Н}\cdot\text{м}$ ,

Розрахунок на міцність гвинтової секції проводився з умови стійкості на згин із врахуванням впливу напруження зрізу для коротких лопатей.

Визначено розміщення площини згину, форма якої обмежується лініями

$$\frac{y_1 \mp \frac{t}{2} + kz_1}{\sqrt{k^2 + 1}} = r \cdot \text{tg} \left[ \frac{2\pi}{T} \left( \frac{z_1 - ky_1 \pm kt/2}{\sqrt{k^2 + 1}} \right) \right], \quad (6)$$

де  $y_1$  і  $z_1$  - координати площини згину направленої по головних осях інерції;

$t$  - товщина лопаті;

$k$  - тангенс кута нахилу головної осі інерції відносно площини поперечного перетину шнека;

$T$  - крок гвинтової поверхні лопаті.

Зсув лопаті буде проходити по поверхні із найменшою площею, яка визначається із розв'язку варіаційної задачі, що зводиться до диференціального рівняння:

$$V \cdot (\rho(\varphi)) = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sqrt{\rho^2 + T^2 / (4\pi^2)} + \rho_\varphi'^2 d\varphi, \quad (7)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial \varphi} - \sqrt{\frac{(\rho^2 + T^2 / (4\pi^2))^2}{C_1^2} - \rho^2 - \frac{T^2}{4\pi^2}} = 0, \quad (8)$$

де  $\rho$  та  $\varphi$  - біжучі радіальний та кутовий параметри циліндричної системи координат;

$\varphi_1$  та  $\varphi_2$  - кутові границі лопаті;

$C_1$  - стала інтегрування, що визначається із граничних умов.

Для реальних конструктивних параметрів реалізується один із часткових результатів  $\rho = R$ .

Отже, розрахунок конструктивних параметрів елементів гнучкого шнека із умови складного згину ведеться за залежністю:

$$\sigma = \frac{12k_\Sigma N(0,4D - R)}{nWt^2 \sqrt{4R^2 + (B+h)^2}} \leq [\sigma], \quad (9)$$

де  $k_\Sigma$  - коефіцієнт сумарних відхилень,  $k_\Sigma \approx 1$ ;

$N$  - потужність на приводі;

$W$  - момент опору лопаті на згин;  
 $n$  - кількість лопатей.

У третьому розділі викладені програма, методика і результати експериментальних досліджень. На основі запропонованого технологічного процесу і відповідно до схеми компоновки елементів передачі крутного моменту та секційних гвинтових ребер для транспортування сипких матеріалів, розроблена конструкція гнучкого гвинтового робочого органа з механізмом натягу, яка зображена на рис.5. Він складається з виконаної заодно центральної втулки 7, і двохзахідного сектора спіралі 6. На торцевих поверхнях цих втулок, на одному діаметрі виконані пари протилежно розташованих сферичних виступів 8, і впадин 9. Розташування сферичних виступів і впадин на різних торцевих поверхнях кожної з центральних втулок зміщене на  $90^\circ$  в коловому напрямку, причому глибина сферичних впадин менша за висоту сферичних виступів. Центральні втулки розташовані на тросі 2, і підтиснуті одна до одної за допомогою механізму натягу. Механізм натягу гвинтових секцій спіралі містить центральну фланцеву втулку 1, всередині якої встановлений трос 2. На зовнішній різьбовій поверхні фланцевої втулки розташовані гайка 4 і контргайка 3, які підтискають спіральну пружину 5 у бік центральної втулки 7. З протилежного боку до торця фланцевої втулки через триточкове болтове з'єднання кріпиться фіксуєчий диск 10, причому на торцевій поверхні фіксуєчого диска виконані кільцеві зубчаті канавки 11. Між болтовими з'єднаннями диска і фланцевої втулки розташовані розплетені сталки троса, які надійно затиснуті між торцями, що мають рифлену поверхню.

Оскільки, при роботі в абразивних середовищах потрібно застосовувати пару тертя пластмаса-метал, то для покращення роботи МГА в таких середовищах можна замінити сферичні виступи лунками з металевими кульками.

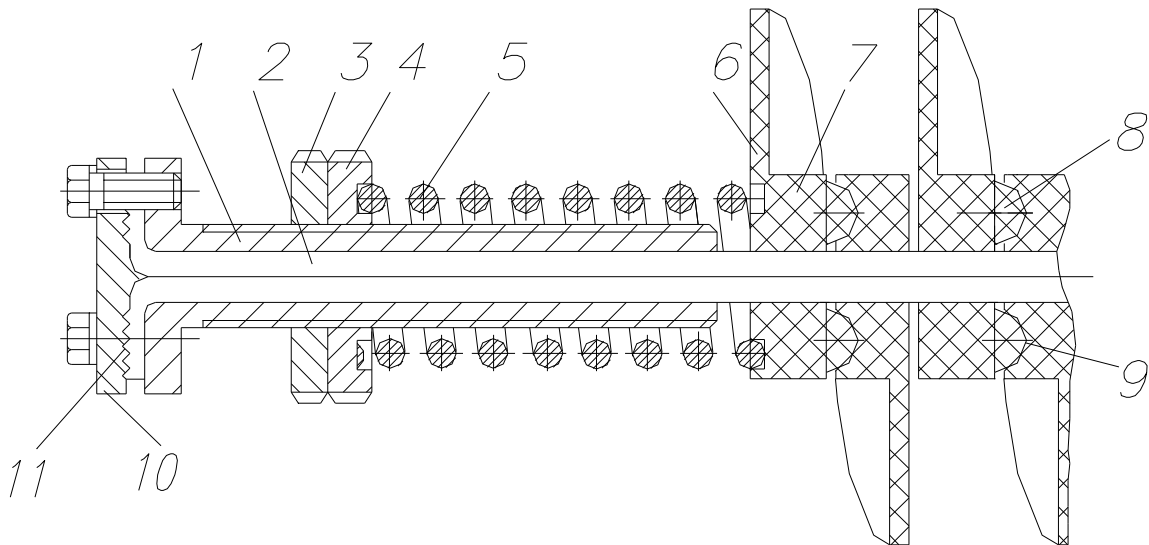


Рис.5 Робочий орган з механізмом натягу гвинтових секцій

Для встановлення оптимального зусилля стискання секцій між собою був розроблений і виготовлений стенд для визначення силових параметрів гвинтових

елементів.

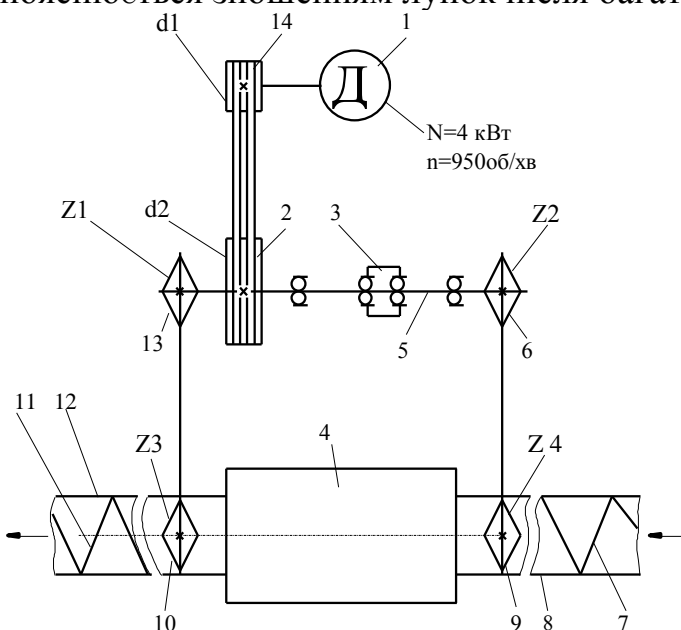
В табл.1 викладені результати досліджень крутного моменту  $T$ , сили натягу троса  $P_{mp}$ , напруження розтягу троса  $\sigma$ , відносне видовження троса  $\varepsilon$  і модуль пружності троса  $E$  для наступних конструктивних параметрів троса і робочого органа з механізмом натягу: діаметр троса - 9мм; жорсткість пружини 17,5 кг/мм; довжина троса - 4м; діаметр кола, на якому розташовані кульки - 26мм; радіус кульок - 7мм; зазор між секціями - 1,5мм.

Таблиця.1

Результати експериментальних досліджень силових параметрів робочого органа МГА

$\Delta l$ , мм	$mb$ , кг	$\Delta l'$ , мм	$M_k$ , Нм	$P_m$ , Н	$\sigma$ , Н/м <sup>2</sup>	$\varepsilon$	$E$ , МПа
32	2,7	4	27	560	35210575	0,001	$3,5 \cdot 10^4$
50	3,6	5,7	36	875	55016523	0,00143	$3,8 \cdot 10^4$
63	4,5	7	45	1102,7	69333394	0,00175	$3,9 \cdot 10^4$
78	5,4	9	54	1365	85825776	0,00225	$3,8 \cdot 10^4$
95	6,3	10	63	1662,5	104531000	0,0025	$4,2 \cdot 10^4$
151	10,8	12	108	2642,5	166149000	0,003	$5,5 \cdot 10^4$

Підставляючи табличні значення абсолютного подовження  $\Delta l$  і жорсткість пружини в аналітичну залежність (2), при паралельному розташуванні секцій ( $\varphi=0$ ) для кута зачеплення  $\alpha=12^\circ$ , що відповідає величині зазора  $h=1,5$ мм і куту тертя  $\rho=4^\circ$ , було визначено значення крутного моменту, при якому відбувається відносне провертання секцій залежно від сили натягу троса. Порівнявши отримані значення з теоретичними, можна констатувати, що при значенні осьової сили в границях 500...600Н розбіжність теоретичних і експериментальних досліджень не перевищувала 10%, а при збільшенні осьової сили до 2500Н вона складає 25%, що пояснюється зношенням лунок після багатократних спрацювань.



Дослідження робочого органа за різними параметрами процесу транспортування здійснювали на експериментальній моделі МГА, кінематична схема якої наведена на рис.6. Крутний момент передається від асинхронного електродвигуна 1 через клинопасову передачу зі шківками 14 і 2 на проміжний вал 5. На кінцях вала 5 розташовані зірочки 13 і 6, які за допомогою привідних ланцюгів передають крутний момент на зірочки 9 і 10, вали котрих з'єднані з гвинтовими робочими органами 7 і 11. Останні розташовані з зазором в гнучких кожухах 8 і 12 відповідно до

Рис.6 Кінематична схема експериментальної моделі вузлів приводу та пересипного короба

завантажувальної і розвантажувальної магістралей. Перехід сипучого матеріалу з однієї магістралі в іншу здійснюється в пересипному коробі 4.

Вимірювання крутного моменту при різних режимах роботи проводилось за допомогою тензометричного пристрою 3, розміщеного на проміжному валі. Для вимірювання застосовували тензометричний підсилювач 8АНЧ–7М і осцилограф Н–700.

На рис.7 приведені графічні залежності продуктивності агрегату від частоти обертання його робочого органа при транспортуванні гороху, пшениці і комбікорму.

Суттєвий вплив на величину крутного моменту має висота, на яку переміщується матеріал та радіус кривизни траси, результати досліджень яких приведені на рис.8 і 9. Збільшення частоти обертання робочого органа призводить до зменшення величини крутного моменту в стабільному режимі транспортування (рис.10). Найбільш доцільними в даній зоні досліджень є частоти обертання  $550...700 \text{ хв}^{-1}$ .

Для встановлення раціональних технологічних параметрів процесу транспортування зернових матеріалів проведений багатофакторний експеримент за визначенням впливу частоти обертання робочого органа, висоти та кривизни транспортування, коефіцієнту завантаження гнучкого кожуха на ступінь їх дроблення.

Дослідження проводили при одночасному варіюванні всіх факторів за планом повнофакторного експерименту ПФЕ-2<sup>4</sup>.

В натуральних координатах рівняння лінійної регресії буде мати вигляд:

$$y = 8,88 - 0,0031n - 3,3k + 0,82h - 1,62R. \quad (10)$$

Оскільки, багатофакторний експеримент не дав достатньої точності були проведені дослідження для кожного фактора окремо. При дослідженні впливу певного фактора на ступінь пошкодження зерна інші залишались незмінними і їх абсолютні значення становили: частота обертання робочого органа  $n=475 \text{ хв}^{-1}$ ; коефіцієнт завантаження зерном гнучкого кожуха  $k=0,8$ ; висота підйому вивантажувальної магістралі  $h=0,5 \text{ м}$ ; радіус кривизни магістралей  $R=1,5 \text{ м}$ . Проби відбирали після 5-ти та 25-ти повторних проходжень потоку зерна в магістралях, що відповідало довжині транспортування: 50 і 250м (рис.11 і 12).

У четвертому розділі оптимізовані конструктивні параметри секційних елементів. За цільову функцію було взято приведений об'єм вала на одиницю його довжини. Оптимізаційна задача зводиться до мінімізації цільової функції:

$$f_0 = \pi \left( x_2^2 - \frac{x_4^2}{2} \right) + x_8 (x_3 - 2x_2) \sqrt{\frac{\pi^2 x_2 x_3}{8(x_1 + x_7)^2} + 1} + \frac{\pi}{(x_1 + x_7)} \left[ \frac{8}{3} x_6^3 \left( \frac{\gamma_2}{\gamma_1} - 1 \right) + x_6^2 x_7 \right]. \quad (11)$$

За змінні, які підлягають оптимізації, приймаємо:  $x_1 = B$  - довжина елемента;  $x_2 = R$  - зовнішній радіус циліндричної частини елемента (ступиці);  $x_3 = D$  - зовнішній діаметр гвинтових лопатей;  $x_4 = d$  - внутрішній діаметр центрального отвору для троса;  $x_5 = 2l$  - міжосьова віддаль між лунками;  $x_6 = r$  - радіус лунки;  $x_7 = h$  - зазор між елементами;  $x_8 = t$  - товщина гвинтової лопаті.

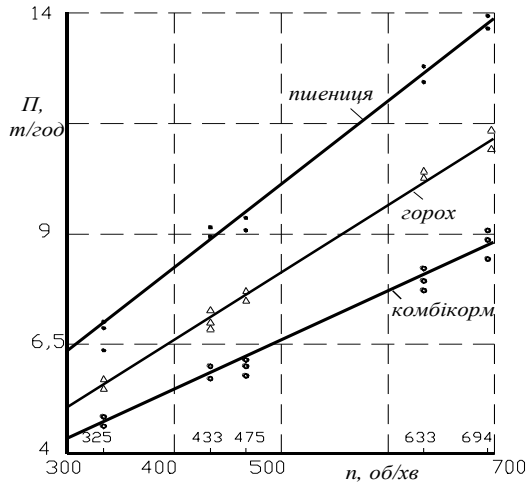


Рис.7 Залежності продуктивності конвеєра від частоти обертання робочого органа

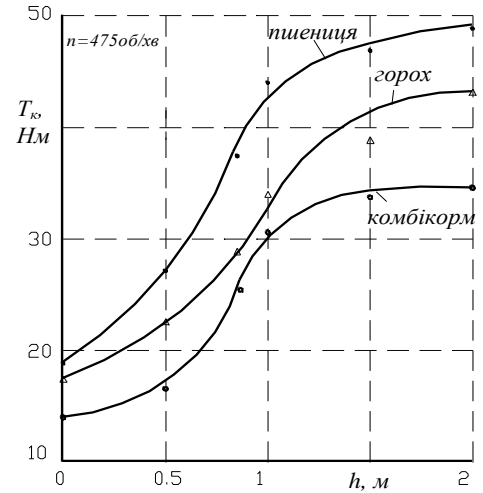


Рис.8 Залежності крутного моменту від висоти транспортування матеріалу

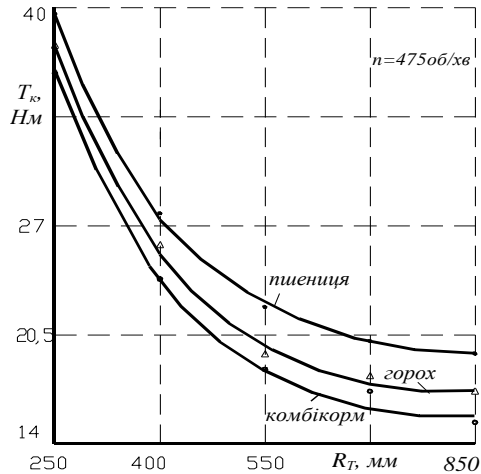


Рис.9 Залежності крутного моменту від радіуса кривизни магістралі

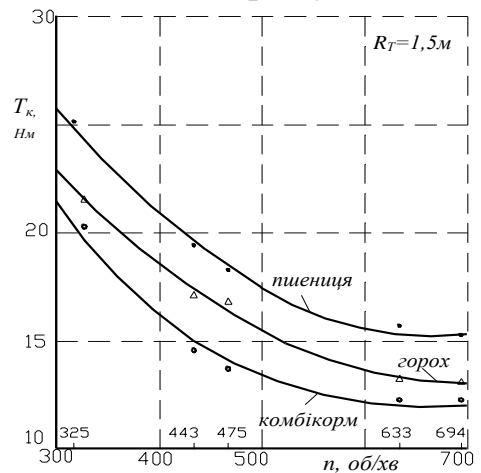


Рис.10 Залежності крутного моменту від частоти обертання робочого органа

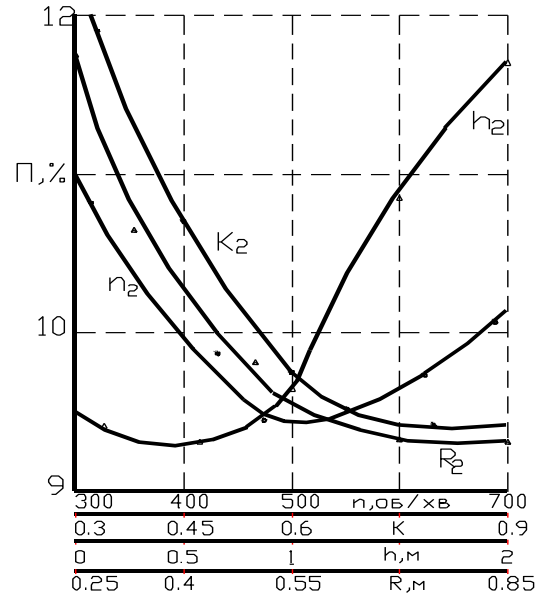
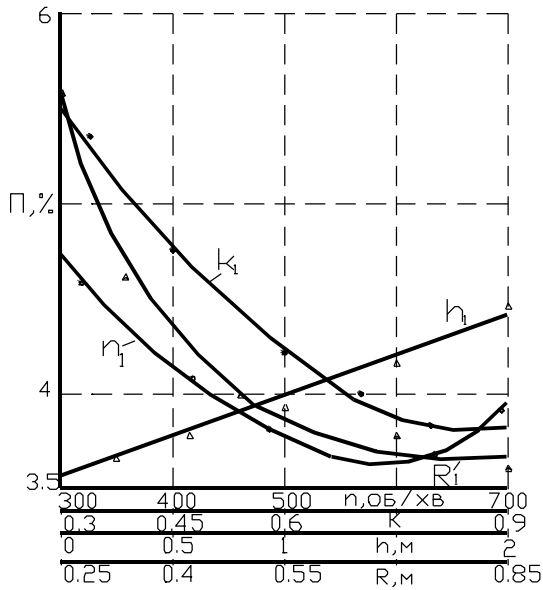


Рис.11 Залежності дроблення зерна від  $n$ ,  $K$ ,  $h$ ,  $R$  при переміщенні матеріалу на 50м

Рис.12 Залежності дроблення зерна від  $n$ ,  $K$ ,  $h$ ,  $R$  при переміщенні матеріалу на 250м

На змінні  $x_i$  накладаються наступні обмеження: за продуктивністю

$$f_1 = (x_3^2 - 4x_2^2) \cdot (x_1 + x_7) - \frac{2Q}{\varphi\omega} \leq 0; \text{ за потужністю } f_2 = -x_5x_6^2 + \frac{6N}{\pi a[\sigma]_k} \leq 0; \text{ за до-}$$

пустимим згином  $f_3 = (x_1 + x_7) \cdot x_2 - x_7 R_{\min} \leq 0$ ; за умовою надійного захвату

$$f_4 = x_7 - 2\mu x_6 - \frac{2}{R_{\min}} (x_1 + x_7) \cdot x_6 \leq 0; \text{ за відповідно мінімальним та максимальним}$$

кроками спіралі  $f_5 = \frac{k_{T\min}}{4} x_3 - (x_1 + x_7) \leq 0$ ,  $f_6 = x_1 + x_7 - \frac{k_{T\max}}{4} x_3 \leq 0$ ; за геометричним

розміщенням лунок  $f_7 = x_5 - 2x_2 + 2\Delta_{\min} + 2x_6 \leq 0$ ,  $f_8 = x_4 - x_5 + 2\Delta_{\min} + 2x_6 \leq 0$ ; за

допустимим зазором в отворі для троса  $f_9 = -x_4 + d_{mp} \leq 0$ ,  $f_{10} = x_4 - d_{mp} - \varepsilon \leq 0$ ; із

умови міцності на згин лопаті  $f_{11} = \frac{12Nk_{\Sigma}}{\omega n[\sigma]} (0,4x_3 - x_2) - x_3x_8^2 \sqrt{4x_2^2 + (x_1 + x_7)^2} \leq 0$ ; за

технологічною товщиною лопаті  $f_{12} = -t + t_{\min} \leq 0$ .

Параметри  $x_i$  приймають оптимальні значення при  $\partial\varphi(x_i, u_i)/\partial x_i = 0$ , де  $\varphi(x, u) = f_0 + \sum u_i f_i$  - функція Лагранжа;  $u_i$  - множники, які вибирають із умови  $u_i f_i = 0$ , ( $u_i \geq 0$ ).

У результаті досліджень всіх можливих варіантів систем рівнянь, що задовільняють умовам Куна-Таккера, встановлено, що для реального проектування із всіх теоретично можливих варіантів найбільш ймовірний такий, у якому коефіцієнти  $u_4 = u_5 = u_9 = 0$ , а змінні параметри визначаються із системи рівнянь

$$f_1 = f_2 = f_3 = f_6 = f_7 = f_8 = f_{10} = f_{11} = 0.$$

Ряд рівнянь містять не всі невідомі, і тому, порядок визначення  $x_i$  спрощується. У результаті розв'язання системи рівнянь встановлені аналітичні залежності для визначення нижче перерахованих конструктивних параметрів.

Діаметр внутрішнього отвору елемента визначається із рівняння:

$$d = x_4 = d_{mp} + \varepsilon. \quad (12)$$

Значення радіуса лунок  $r$  із ітераційної залежності:

$$r_i = x_{6i} = \sqrt{\frac{3N}{\pi\omega[\sigma](d/2 + \Delta_{\min} + r_{i-1})}}. \quad (13)$$

Відповідно, віддаль між лунками:

$$2l = x_5 = r + \Delta_{\min} + d/2. \quad (14)$$

Радіус циліндричної частини елемента (маточини) визначається із рівняння:

$$R = x_2 = d/2 + 2\Delta_{\min} + 2r. \quad (15)$$

Зовнішній діаметр гвинтової частини  $D$ , найбільш просто визначити за ітераційною залежністю:

$$D_i = x_{3i} = \sqrt[3]{\frac{8QD_{i-1}^2}{\varphi\omega k_{T\max}(D_{i-1} - 4R)^2}}, \quad (16)$$

де коефіцієнт заповнення на горизонтальній ділянці траси становить,  $\varphi = 0,4 \dots 0,6$ ,

а кутова швидкість вибирається за залежністю  $\omega = (k_V k_T \varphi g^3 P^3 / Q)^{\frac{1}{5}}$ , тут коефіцієнт швидкохідності вибирається  $P = 7$ , а коефіцієнт напрямку вектора потоку  $k_V = 0,6$ ;  $g$  - прискорення земного тяжіння.

Величина зазора  $h$  та ширина секції  $B$  відповідно рівні:

$$h = x_7 = \frac{k_{T\max} DR}{4R_{\min}}; \quad (17)$$

$$B = x_1 = \frac{k_{T_{\max}} D}{4} \left( 1 - \frac{R}{R_{\min}} \right). \quad (18)$$

Товщина лопаті секції визначається із рівняння:

$$t = \sqrt{\frac{12Nk_{\Sigma}(0,4D-R)}{\omega n[\sigma]D\sqrt{4R^2+(B+h)^2}}}. \quad (19)$$

На основі даної оптимізації розроблена методика проектування робочого органа модульного гвинтового агрегату. Приведена методика ґрунтується на аналізі можливих розв'язків поставленої задачі нелінійного програмування з використанням умови Куна-Таккера, і дозволяє визначити оптимальні конструктивні параметри даного робочого органа без використання трудомістких числових методів.

## ВИСНОВКИ

На основі проведеного комплексу теоретичних і експериментальних досліджень технологічних процесів переміщення сільськогосподарських матеріалів мобільними гвинтовими засобами механізації зроблені наступні висновки.

1. Виведені аналітичні залежності для визначення параметрів технологічного процесу переміщення сипких матеріалів по криволінійних трасах модульним гвинтовим агрегатом, робочий орган якого виконаний у вигляді шарнірно з'єднаних секцій, та визначені зусилля, які при цьому виникають в елементах його конструкції.

2. Розроблено динамічну модель процесу роботи МГА для різних варіантів навантаження на робочий орган, з аналізу якої випливає, що надійне функціонування агрегату забезпечується при введенні в кінематичну схему приводу пружно-захисного механізму, час спрацювання якого не перевищує 0,13с.

3. Для забезпечення максимально можливої мобільності процесу функціонування МГА на основі проведеного кінетостатичного аналізу встановлені раціональні конструктивні параметри гвинтових секцій для стандартних гнучких рукавів внутрішнього діаметру 100мм і радіуса їх кривизни 0,3-0,5м: висота гвинтової лопаті - 25-30мм; радіус втулок - 18-23мм, ширина втулок - 12-16мм; зазор між втулками 1-2мм; радіус сферичних з'єднань - 7...8мм.

4. Встановлено, що при розрахунку гвинтової лопаті на міцність напруження згину, є домінуючими, причому згин відбувається по дотичній до циліндричної поверхні маточини, а відхилення профілю гвинтової поверхні від лінії згину не перевищує 1мм. Найбільш небезпечною є точка розміщена посередині лінії згину.

5. За результатами експериментальних досліджень енерго-силових і експлуатаційних параметрів процесу переміщення матеріалів по криволінійних трасах МГА з секційно-гвинтовими елементами робочого органа встановлено, що раціональні-



ми є режими роботи: частота обертання 450...600хв<sup>-1</sup>; висота транспортування 1,5м; мінімально-допустимий радіус кривизни траси 0,5м; коефіцієнт завантаження гнучкого кожуха 0,5...0,8.

6. На основі ресурсних і порівняльних випробувань встановлено, що вдосконалення технологічного процесу шляхом застосування раціональних конструктивних і технологічних параметрів розробленого робочого органа МГА дозволяє зменшити травмування зернових матеріалів на 5...6%, а також підвищити ресурс роботи в 5,2 рази в порівнянні з гнучкими шнеками, виконаними із смугових суцільних спіралей.

7. На основі розв'язку задачі нелінійного програмування отримані оптимальні значення конструктивних параметрів гвинтових секцій, які для стандартних гнучких рукавів внутрішнього діаметру 100мм і радіуса їх кривизни 0,5м становлять: висота гвинтової лопаті - 28мм; радіус втулок - 20мм, ширина втулок - 15мм; зазор між втулками 1,5мм; радіус сферичних з'єднань - 7мм.

8. Розроблена інженерна методика проектування конструктивних і технологічних параметрів МГА. Конструкція агрегату відпрацьована на технологічність, розроблена і передана для впровадження технічна документація на виготовлення гнучкого агрегату з секційно-гвинтовими елементами робочого органа. Технічна новизна розробок захищена 3-ма патентами України на винаходи. Річний економічний ефект від використання МГА з новим робочим органом становить 1473грн.

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ

1. Вітровий А.О. Визначення конструктивно-силових параметрів гнучких гвинтових конвеєрів // Сучасні проблеми сільськогосподарського машинобудування: Зб. наук. пр. Нац. агр. ун-ту. -К.: В-во НАУ, 1997. -Т.1. -С.57-59.

2. Вітровий А.О., Гевко Р.Б. Силовий аналіз робочого органа гнучкого гвинтового конвеєра // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. Луц. держ. тех. ун-ту. -Луцьк: В-во ЛДТУ, -1998. -Вип. 4. -С.8-14.

3. Вітровий А.О. Результати досліджень пошкодження зерна гнучким гвинтовим конвеєром // Механізація сільськогосподарського виробництва: Зб. наук. пр. Нац. агр. ун-ту. -К.: В-во НАУ, 1999. -Т.6. -С.34-36.

4. Вітровий А.О., Мельник С.В., Семенюк А.К. Силовий розрахунок робочого органу модульного гвинтового агрегата // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. Луц. держ. тех. ун-ту. -Луцьк: В-во ЛДТУ, -1999. -Вип. 5. -С.15-22.

5. Гевко Р.Б., Вітровий А.О., Мельник С.М., Вовк І.З. Визначення функціональних та експлуатаційних параметрів гнучкого гвинтового конвеєра // Механізація сільськогосподарського виробництва: Зб. наук. пр. Нац. агр. ун-ту. -К.: В-во НАУ, 1999. -Т.5. -С.19-23.

6. Пилипець М.І., Вітровий А.О. Розрахунок параметрів спіралей шнеків гнучких гвинтових конвеєрів // Механізація сільськогосподарського виробництва: Зб. наук. пр. Нац. агр. ун-ту. -К.: В-во НАУ, 1998. -Т.4. -С. 245-247.

7. Пат. 23972А, України МКИ В65G33/16, В65G33/24, G01M13/00. Стенд для визначення силових параметрів взаємодії робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів /Вітровий А.О., Гевко Р.Б., Безпальок А.П. Гладь Ю.Б. -№96083272; За-

явл. 15.08.96; Опубл. 31.08.98, Бюл.№4.

8. Пат. 25734А, України МКИ В65G33/16. Робочий орган гнучкого гвинтового конвеєра /Гевко Р.Б., Гевко Б.М., Вітровий А.О., Петришин І.Р., Пастернак І.П., Данильченко Ю.М., Скочило В.В.- №96072797; Заявл. 12.07.96; Опубл. 30.10.98

9. Пат. 25586А, України МКИ В65G33/16. Робочий орган гнучкого гвинтового конвеєра /Гевко Р.Б., Мельник С.М., Гупка Б.В., Рогатинський Р.М., Гевко І.Б., Вітровий А.О., Ткаченко І.Г. - №97105026; Заявл. 14.10.97; Опубл. 30.10.98.

## АНОТАЦІЯ

Вітровий А.О. Обґрунтування параметрів технологічного процесу роботи модульного гвинтового агрегату. - Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.20.01 - механізація сільськогосподарського виробництва. - Луцький державний технічний університет, Луцьк, 1999.

Дисертація присвячена питанням підвищення надійності виконання технологічного процесу переміщення сипких сільськогосподарських матеріалів модульним гвинтовим агрегатом по криволінійних трасах. Розроблений принципово новий, засіб механізації даного технологічного процесу, робочий орган якого виконано у вигляді шарнірно-кулькових з'єднань пластмасових гвинтових секцій підтиснутих між собою за допомогою механізму натягу. Виведені теоретичні залежності для визначення параметрів технологічного процесу і робочого органа, які були підтвержені експериментально. Досліджено низку енергосилових параметрів технологічного процесу переміщення сипких матеріалів. Експериментально визначено ступінь дроблення насінневого матеріалу розробленим робочим органом. Оптимізовано технологічні й конструктивні параметри процесу переміщення сипких матеріалів.

Ключові слова: технологічний процес переміщення, модульний гвинтовий агрегат, гвинтова секція, дроблення, оптимізація.

## АННОТАЦИЯ

Витровый А.О. Обоснования параметров технологического процесса работы модульного винтового агрегата. - Рукопись.

Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук по специальности 05.20.01 - механизация сельскохозяйственного производства. - Луцкий государственный технический университет, Луцк, 1999.

Диссертация посвящена вопросам разработки и исследования технологического процесса перемещения сыпучих сельскохозяйственных материалов модульным винтовым агрегатом (МГА) по криволинейным трассам. Для механизации данного технологического процесса разработан новый рабочий орган изготовленный в виде шарнирно-шариковых соединений пластмассовых винтовых секций, поджатых между собой при помощи механизма натяжения троса. Такой способ из-

готовления рабочего органа позволяет избежать знакопеременных циклических нагрузок, которые возникают при его вращении по криволинейным трассам, что значительно повышает надёжность выполнения данного технологического процесса. Проведён кинестатический анализ этого рабочего органа, что дало возможность установить закономерности влияния конструктивных параметров узлов соединения винтовых секций, а также механизма их сжатия на величину передачи вращающегося момента рабочим органом и его радиуса транспортировки по криволинейным трассам. Выведенные теоретические зависимости были подтверждены экспериментально.

Проведён силовой расчёт механизма натяжения троса винтовых секций, на основе теории упругости Г. Герца с учётом допустимых контактных напряжений. Данный расчёт дал возможность определить рациональное значение силы натяжения троса в зависимости от влияния конструктивных параметров секций и физико-механических свойств материала.

Составлена динамическая модель технологического процесса транспортировки материала разработанным рабочим органом. На основании данной модели определено максимальный вращающийся момент, который может передавать данный рабочий орган и момент срабатывания предохранительной муфты. Это позволяет подобрать соответствующую пружно-предохранительную муфту в зависимости от конструктивных параметров установки и параметров нагрузки, что значительно повысит надёжность выполнения данного технологического процесса модульным винтовым агрегатом.

Разработана методика расчёта на прочность коротких лопастей из условия на изгиб и с учётом влияния напряжений среза. На основании этой методики выведены зависимости для определения толщины лопасти, которые в дальнейшем были использованы для оптимизации конструктивных параметров рабочего органа.

Изложены программа, методика и результаты экспериментальных исследований, целью которых было: проверка достоверности и степени точности приведённых аналитических зависимостей для установления оптимальных конструктивных и силовых параметров рабочего органа модульного винтового агрегата; определения рациональных энергетических режимов работы МГА в зависимости от частоты вращения рабочих органов, радиуса кривизны и высоты транспортировки; установления степени дробления посевного материала; получения исходных данных для проектирования рабочего органа МГА.

Разработан и изготовлен стенд для определения силовых параметров взаимодействия рабочих органов МГА. При помощи данного стенда проведены экспериментальные исследования по определению оптимального усилия сжатия секций между собой. Сравнение теоретических и экспериментальных результатов показало, что экспериментальные данные с достаточной точностью отображают теоретические зависимости (10-30%) и это позволяет использовать данные зависимости в дальнейших расчётах таких типов МГА.

Составлена экспериментальная модель МГА для исследования рабочего ор-

гана при разных параметрах процесса транспортировки. В частности исследовано зависимость производительности агрегата от частоты вращения его рабочего органа и влияния на величину вращающегося момента, который передаёт данный рабочий орган, высоты перемещения сыпучего материала, радиуса кривизны трассы и частоты вращения рабочего органа при перемещении гороха, пшеницы и комбикормов.

Проведён многофакторный эксперимент по определению влияния частоты вращения рабочего органа, высоты и кривизны трассы перемещения материала, коэффициента заполнения гибкого кожуха на степень дробления зерновых материалов. Исследования производились при одновременном варьировании всех факторов.

Оптимизированы конструктивные параметры секционных элементов. На основании данной оптимизации разработана методика проектирования рабочего органа МГА, которая базируется на анализе возможных решений поставленной задачи нелинейного программирования с использованием условия Куна-Таккера и позволяет определить оптимальные конструкторские параметры данного рабочего органа без использования трудоёмких численных методов.

Изготовлена пресс-форма на термопласт-автомат для изготовления винтовых элементов рабочего органа. На основании разработанного рабочего органа СМП “Универст” (г.Тернополь) изготовлено пять экспериментальных образцов МГА.

Данные агрегаты используются для транспортировки сыпучих сельскохозяйственных материалов предприятиями Тернопольской области. Техническая новизна разработок защищена тремя патентами Украины на изобретения. Годовой экономический эффект от использования МГА с новым рабочим органом составил 1473 гривны.

Ключевые слова: технологический процесс перемещения, модульный винтовой агрегат, винтовая секция, дробление, оптимизация.

## ABSTRACT

Vitrovyi A.O. The basis of parameters of the technological process of a modulus screw unit. - Manuscript.

Thesis for the academic degree of the candidate of technical sciences in speciality 05.20.01 - mechanization of agricultural production. - Lutsk state technical university, Lutsk, 1999.

Thesis is devoted to problems of increasing of reliability of the technological transferring process of friable agricultural materials with the help of a modulus screw unit along curvilinear traces. Principally new means of mechanization of this technological process is worked out. The working organ of this means is made in the form of ball-and socket joints of plastic screw sections pressed one to another with the help of tension device. Theoretical dependence for determination of parameters of technological process and working organ is mounted. It is proved experimentally. Power parameters of the technological transferring process of friable materials are researched. The crushing degree of seed

material by this designed working organ is determined experimentally. Technological and structural parameters of the transferring process of friable materials are optimized.

Key words: technological transferring process, a modulus screw unit, screw section, crushing, optimization.