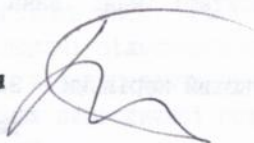


ЛУЦЬКИЙ ІНДУСТРІАЛЬНИЙ ІНСТИТУТ

На правах рукопису

ГЕВКО Іван Богданович



**РОЗРОБКА І ДОСЛІДЖЕННЯ НИЗЬКОЧАСТОТНИХ ПРИСТРОЇВ
ДЛЯ ВИКОНАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ГРУЧКИМИ
ГВИНТОВИМИ КОНВЕЙЄРАМИ**

05.20.01 - Механізація сільськогосподарського
виробництва

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Луцьк - 1987



Дисертація є рукописом

Робота виконана в Тернопільському державному технічному університеті імені Івана Пулюя

Науковий керівник - Заслужений винахідник України, доктор технічних наук, професор, академік АН вищої школи України

НАГОРНИК Степан Григорович

Офіційні опоненти - доктор технічних наук, професор

БУЛГАКОВ Володимир Михайлович

кандидат технічних наук

СИНІЙ Сергій Васильович

Провідна установа - Інститут кормів УААН (м. Вінниця)

Захист дисертації відбудеться "2" листопада 1997 року о 11 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради К 35.01.02 для захисту дисертацій на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук в Луцькому індустріальному інституті за адресою: 263018, м. Луцьк, вул. Львівська, 75, навчальний корпус В, аудиторія 361.

З дисертацією можна ознайомитись в бібліотеці ЛІІ (вул. Львівська, 75).

Автореферат розіслано "31" гравня 1997 року.

Вчений секретар
спеціалізованої
вченої ради, к. т. н.

Дідух В.Ф.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ.

Актуальність проблеми. Важливим завданням механізації сільськогосподарського виробництва є проблема розробки і дослідження принципово нових керуючо-захисних пристроїв (КЗП) гнучких гвинтових конвейерів (ГГК) для порційної подачі сільськогосподарських продуктів і захисту робочих органів від перевантаження.

Стабільність функціонування ГГК в режимах періодичної подачі залежить від надійності конструкції і роботи окремих елементів: приводів, робочих органів, а також КЗП, основними функціями яких є забезпечення періодичної подачі сипучих матеріалів з необхідним інтервалом при розриві кінематичного ланцюга двигун - шнековий робочий орган, та захист ГГК від перевантаження.

Для виконання цих функцій у шнекових механізмах застосовують реверсні планетарні запобіжні пристрої, використання яких призводить, при зміні напрямку обертання робочого органу до виникнення високих динамічних навантажень навіть при незначних кутових швидкостях привідного валу. Причому такі конструктивні рішення при виготовленні є технологічно складними, що обмежує їх застосування в приводах гнучких гвинтових конвейерів. Тому розробка нових конструкцій і визначення функціонально-експлуатаційних характеристик низькочастотних КЗП, розробка методик їх розрахунку і проектування є досить актуальним завданням і має важливе значення для механізації порційної подачі в сільськогосподарському виробництві.

Мета роботи. Розробка ефективних керуючо-захисних пристроїв для механізації технологічних процесів сільськогосподарського виробництва за допомогою гнучких гвинтових конвейерів відповідно до агротехнологічних та технічних вимог вказаних операцій.

Методика досліджень. Дослідження виконувались комплексним способом, що містить теоретичну та експериментальну частину і враховує характер виконання технологічного процесу робочими органами ГГК. Експериментальні дослідження проводились для підтвердження результатів теоретичних положень, а також для визначення функціонально-експлуатаційних характеристик розроблених конструкцій низькочастотних КЗП із застосуванням спеціально спроектованого і виготовленого стенду. Теоретичні дослідження проводились з використанням методів математичного моделювання

процесу спрацювання пристроїв з використанням методів вищої математики, теоретичної механіки і розв'язку диференціальних рівнянь на ПЕОМ.

Наукова новизна роботи. Виведено аналітичні залежності для визначення конструктивно-технологічних параметрів керуючих пристроїв і досліджено характер спрацювань півмуфт при їх відносному повертанні. Встановлено закономірності впливу конструктивних параметрів механізмів розчеплення кінематичного ланцюга та приводу робочих органів з заданим періодом. Розроблено математичну модель функціонування КЗП, пов'язаних з функціональним призначенням ГТК та врахуванням динаміки їх приводу. Складено та розв'язано системи диференціальних рівнянь для визначення впливу динамічних навантажень на роботу КЗП і розраховані їх коефіцієнти динамічності. Встановлено залежності для визначення конструктивних параметрів савантажувально-захисних насадок за умови забезпечення надійності технологічного процесу роботи ГТК. За допомогою ПЕОМ розроблено інженерну методику визначення конструктивних параметрів КЗП в залежності від технологічних умов роботи ГТК. Розроблено конструкції савантажувально-захисних насадок та низькочастотних планетарно-кулькових керуючих пристроїв ГТК, технічна новизна яких захищена авторськими свідоцтвами на винаходи.

Практична цінність роботи. Розроблено керуючі пристрої ГТК і стенд для визначення їх статичних, динамічних та експлуатаційних характеристик. Запропоновано методику проведення стендових випробувань для визначення функціонально-експлуатаційних характеристик керуючо-захисних пристроїв. Знайдено числові залежності конструктивних параметрів керуючих пристроїв від величини крутного моменту і частоти повторних змикань півмуфт. Встановлено залежності для визначення оптимальних конструктивних параметрів савантажувальних насадок ГТК.

Реалізація результатів роботи. У конструкції гнучкого гвинтового конвейєра ГТК-29 впроваджено запобіжну муфту по а.с. СРСР N 1751530. Конструктивні рішення по а.с. СРСР N 1845219, а.с. СРСР N 1798273 застосовані в дослідній партії гнучких гвинтових конвейєрів ГТК-29, виготовлених у ВАТ "Тернопільський комбайновий завод".

Апробація роботи. Основні положення виконаних досліджень доповідались і обговорювались: на першій та другій науково-тех-

нічних конференціях ТПІ "Прогресивні технології і обладнання в машино- і приладобудуванні" (Тернопіль-1992р., Тернопіль-1993р.); на міжнародній науково-практичній конференції "Проблеми и перспективы создания свеклоуборочной техники" (Вінниця-1996р.); на 3-му міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків у Львові (1997р.); на розширеному науковому семінарі кафедри ВІСАВ Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя (1997р.); на засіданні тематичного семінару "Розробка і дослідження технологічних процесів, конструкції машин і механізмів" Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя (1997р.); на науковому семінарі Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя (1997р.); на другій міжнародній науково-практичній конференції "Перспективные технологии возделывания и уборки сахарной свеклы" (1997р.).

Публікації. По темі дисертації опубліковано 17 друкованих робіт, з них 10 авторських свідоцтв на винаходи, а 6 друкованих робіт опубліковано самостійно.

Об'єм роботи. Дисертація складається з вступу, чотирьох розділів, загальних висновків і рекомендацій, опису використаної літератури з 114 найменуваннями (з тому числі, 10 - на іноземних мовах), а також додатків. Основна частина дисертації викладена на 162 сторінках, і включає в себе 52 рисунки, та 2 таблиці.

Особистий внесок дисертанта. Розроблені нові конструкції КЗП і ГТК для виконання технологічних процесів сільськогосподарського виробництва; теоретично обгрунтовані конструктивно-технологічні і експлуатаційні параметри КЗП; проведено пошук шляхів забезпечення періодичного завантаження сипучих матеріалів за допомогою ГТК; опроєктовано та виготовлено експериментальне обладнання, розроблено програму і методику досліджень КЗП; розроблено інженерну методику розрахунку і проектування КЗП, вибору їх основних конструкторсько-технологічних характеристик за допомогою ПЕОМ.

ЗМІСТ РОБОТИ

В першому розділі проведено короткий аналіз технологічних процесів гнучких гвинтових конвейерів (ГТК), основні положення конструювання та дослідження яких викладені в працях вчених

А.М.Григор'єва, П.А.Преображенського, В.М.Райджана, Х.К.Германа, Б.М.Гевка, З.Ф.Капури, Є.І.Резніка, С.Н.Михайлова, Х.Д.Вачагіна, Р.М.Рогатинського, М.І.Пилипча та інших.

Також проведено короткий аналіз існуючих конструкцій захисних пристроїв та стендового обладнання для визначення їх характеристик. Вагомий вклад у формування наукових основ розробки і дослідження захисних пристроїв зробили вчені В.К.Тепінікчієв, Д.Н.Решетов, В.С.Поляков, С.Г.Нагорняк, О.А.Ряховський, І.Д.Варабаш, Я.І.Сіпенко, А.З.Паламаренко, М.К.Афанасьєв, М.І.Хрісанов, М.С.Тривайло, С.А.Покилюк, В.А.Іванов, Н.С.Ачеркан, Є.П.Флік, Є.М.Полов, В.І.Кіндрацький та інші. В результаті аналізу встановлено, що існуючі конструкції захисних пристроїв не забезпечують надійного виконання технологічного процесу ГТК.

На основі проведеного аналізу, у відповідності до поставленої мети роботи, необхідно вирішити наступні завдання:

1. Провести обґрунтування процесів спрацювання низькочастотних керуючих пристроїв з однорядним і дворядним планетарно-кульковим механізмами розчеплення для визначення конструктивних, силових і енергетичних параметрів при порційній подачі продуктів сільськогосподарського виробництва ГТК.

2. Провести теоретичне дослідження динамічних процесів, які виникають при роботі перевантажених приводів ГТК, оснащених низькочастотними керуючими пристроями, та визначити їх динамічні характеристики.

3. Розробити планетарно-кулькові керуючі пристрої ГТК з низькою частотою спрацювання для механізації процесів періодичного завантаження сільськогосподарських продуктів.

4. Розробити конструкції завантажувально-захисних насадок ГТК і провести теоретичне обґрунтування їх завантажувальної адатності з метою надійного виконання технологічного процесу.

5. Провести стендові дослідження характеристик низькочастотних планетарно-кулькових пристроїв з метою визначення їх функціонально-експлуатаційних характеристик.

6. Розробити інженерну методику розрахунку низькочастотних планетарно-кулькових пристроїв вибору їх основних конструктивно-технологічних характеристик з допомогою ПЕОМ.

В другому розділі викладені розрахунки процесів спрацювання низькочастотних КЗП з однорядним і дворядним планетарно-кульковими механізмами розчеплення. Кінематична схема однорядного

пристрою зображена на рис.1, який складається з ведучої вал-шестерні 1, взаємозв'язаної із сателітами 2. На одній осі з сателітами з протилежного боку півмуфти 3 встановлені фланцеві диски 4, з лунками яких контактують кульки 5. Кульки 5 і 8 (які входять в зачеплення з лунками виконаними на торцевій поверхні півмуфти) розміщені в підтягнутій пружиною 6 в рухомій півмуфті 7. Розрахункові схеми механізмів розчеплення і провертання представлені відповідно на рис.3 та рис.4.

Даний керувчий пристрій може передавати крутний момент кульками 5 чи 8, в залежності від розташування елементів зачеплення. Якщо передача моменту здійснюється зовнішніми кульками 8, то на радіус розміщення внутрішніх кульок r_1 накладається умова

$$r_1 < \sqrt{\frac{R^2 + (r_3 + r_4)^2 / i - (r_2^2 / i) \cdot (1 + 1/i)}{1 + 1/i}}, \quad (1)$$

де R, r_1, r_2, r_3, r_4 - відповідно радіуси розташування кульок 8 та 5, лунок під кульки 5, і радіуси сонячної шестерні та сателітів; i - передаточне відношення.

Зміна величини крутного моменту T_1 при передачі кульками 5 в залежності від кута γ провертання рухомої півмуфти визначається залежністю

$$T_1 = P \cdot l, \text{ де}$$

$$P = \frac{C \cdot (\Delta + \sqrt{r_k^2 - (r_l - c_1)^2} - (m + k))}{(tg(\arcsin(\sqrt{r_k^2 - (r_l - c_1)^2} / r_k) - \rho) - (D/d) \cdot f) \cdot n^n}$$

$$l = r_1 \cdot \sin((180^\circ + \gamma) / 2) - \arcsin((b \cdot \sin \psi) / c_1) \quad (2)$$

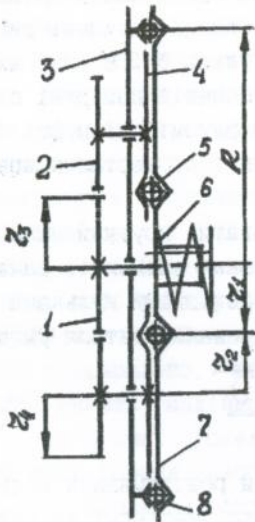
$$c_1 = \sqrt{(r_1 \cdot \cos \gamma_0 - r_1 \cdot \cos(\gamma + \gamma_0) + r_2 \cdot \cos \varphi_0 - r_2 \cdot \cos(\varphi + \varphi_0))^2 + (r_1 \sin(\gamma + \gamma_0) - r_2 \sin(\varphi + \varphi_0))^2}$$

$$\gamma_0 = \arccos((r_3^2 + (r_3 + r_4)^2 - r_2^2) / (2 \cdot r_3 \cdot (r_3 + r_4)))$$

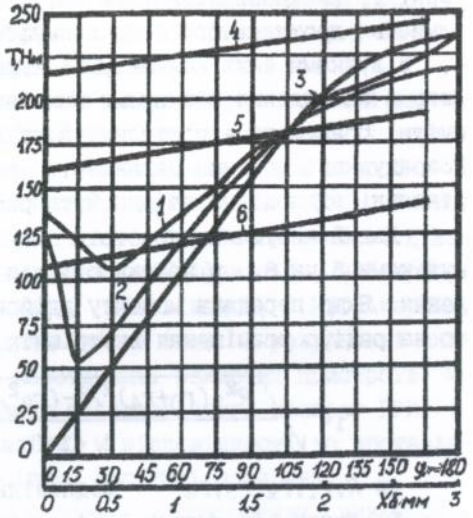
$$\varphi_0 = \arcsin((r_3 \cdot \sin \gamma_0) / r_2)$$

$$\psi = (\varphi + \gamma) / 2 + \varphi_0 + \gamma_0,$$

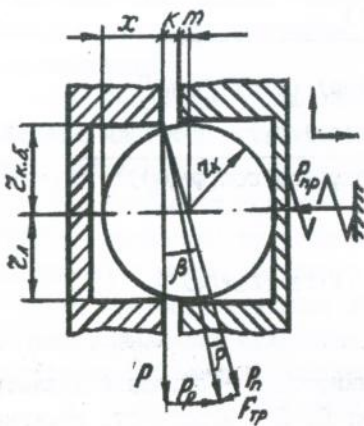
де r_k, r_l - радіуси кульки та лунки; d, D - середній діаметр шліців та діаметр розташування кульок; C, Δ - жорсткість пружини і величина її попереднього натягу; m, k - відповідно величина заглиблення кульки в півмуфту 7 та відстань між півмуфтами; ρ, f - кут тертя між кулькою і торцевою поверхнею півмуфти та коефіцієнт тертя в шліцевому з'єднанні; n, l - коефіцієнт корисної дії в зубчастому зачепленні і кількість сателітів.



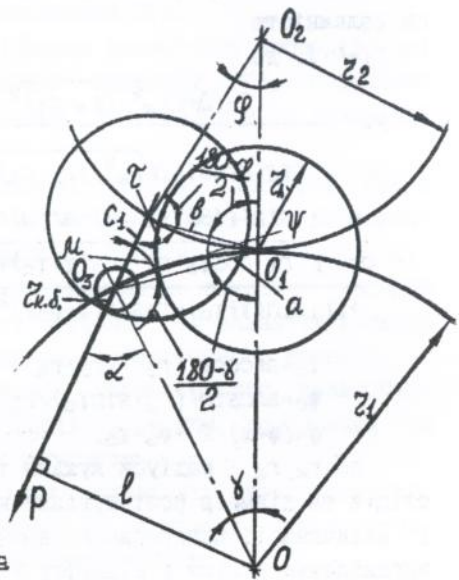
Фиг. 1. Кінематична схема однорядного планетарно-кульового керуючого пристрою



Фиг. 2. Залежності крутних моментів T від φ_0, x_0



Фиг. 3. Розрахункова схема механізму розчеплення



Фиг. 4. Розрахункова схема механізму розчеплення

Якщо передача моменту здійснюється кульками 8, то його величина визначається залежністю

$$T_2 = \frac{D \cdot C \cdot (\Delta + X)}{2 \cdot [\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - (D/d) \cdot f] \cdot \eta_n^n}, \quad (3)$$

де α - кут нахилу лунки; X - величина осевого зміщення півмуфти ($X = (0 \dots r \cdot \sin \alpha - k - m)$) при якій крутний момент муфти досягає максимального значення.

На рис.2 зображені графіки 1,2,3 залежностей максимального крутного моменту T_1 при передачі кульками 5 від початкового кута φ_0 розташування елементів зачеплення, та графіки 4,5,6 залежності моменту T_2 при передачі кульками 8 від величини осевого зміщення рухомої півмуфти на першому етапі розчеплення при різних величинах попереднього натягу пружини. Аналізуючи дані графіки, встановлено, що на передачу моменту елементами 5 суттєвий вплив має місце їх розташування, а при передачі моменту кульками 8 його зміна моменту відбувається плавно.

Встановлено, що однорядний планетарно-кульковий керуючий пристрій після спрацювання може здійснити до 10 холостих провертань до наступного зачеплення.

На рис.5 зображена кінематична схема дворядного планетарно-кулькового керуючого пристрою. Він складається з вал-шестерні 1, із зубчатим вінцем якого входять в зачеплення пари сателітів 2 і 3. Останні розташовані на осях 4 водила 7, причому сателіти 3 на даних осях встановлені ексцентрично. Між собою сателіти взаємозв'язані за допомогою кульок 5, розташованих на різних радіусах обертання, і пружного механізму регулювання моменту спрацювання 6.

При розташуванні кульок на різних радіусах відносно центральної осі сателітів 2 передача моменту здійснюється кульками розташованими на більшій відстані. Для забезпечення одночасного виходу кульок з лунок (рис.7) слід визначати радіус та кут нахилу другої лунки з такої залежності

$$r_2 = (R_2/R_1) \cdot ((r_k/\cos \alpha_1) - \Delta_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_1)$$

$$\alpha_2 = \arcsin \left[\frac{\frac{r_k}{\cos \alpha_1} - 2 \cdot \Delta_1 \pm \sqrt{4 \cdot \Delta_1^2 - (4 \cdot (1 - r_k/r_2)^2) \cdot ((\Delta_1^2 - r_k^2))}}{2 \cdot (1 - (r_k/r_2)^2)} + \Delta_1 \right], \quad (4)$$

де R_1 і R_2 - відстані від осі обертання пальців до орбіт, на яких лежать центри відповідних лунок; r_1 і r_2 - радіуси лунок на торцевій поверхні сателіта; r_k - радіус кульки; Δ_1 - відстань від торцевої поверхні веденої півмуфти до центру кульки при замкнених півмуфтах; α_1 і α_2 - відповідно кути нахилу першої і другої лунок.

Величина моменту, що передається кульками, розташованими на різних орбітах, є неоднаковою. Для їх вирівнювання необхідно зміщувати пружину в напрямку розташування кульки, що передає менший момент. Величина передавального моменту пристрою на першому етапі опрацювання (рис.8) визначається залежністю

$$T_3 = \frac{2 \cdot n \cdot C \cdot ((r_k \cdot \sin \alpha_1 - \Delta_1) + \Delta) \cdot R_1}{(1+k) \cdot i \cdot \eta_n^n \cdot \operatorname{tg}(\alpha_1 - \rho)}, \quad (5)$$

де C , Δ - жорсткість пружини і величина її попереднього натягу; ρ - кут тертя; η_n , n - коефіцієнт корисної дії в зубчастому зачепленні і кількість пар сателітів; i - передаточне відношення; k - коефіцієнт різності моментів.

Аналізуючи графіки залежностей відносних похибок моментів від кута нахилу першої лунки (рис.6) встановлено, що величина відносної похибки крутних моментів при збільшенні кута нахилу лунки спадає. Для початкового стану опрацювання, при змещенні пружини на шукану величину, відносна похибка крутних моментів значно зменшується (графік 3), а із зростанням крутних моментів до максимальної величини рівна нулю і співпадає з віссю абсцис.

Встановлено, що максимальна кількість холостих провертань дворядного планетарно-кулькового керуючого пристрою при певному обмеженні габаритних розмірів сягає до 50-ти обертів ведучої півмуфти в режимі одного опрацювання.

У загальному випадку розрахункова модель приводу ГГК з дворядним планетарно-кульковим КЗП зображена на рис.9. На схемі прийняті наступні позначення: J_1, J_2, J_3, J_4 - моменти інерції мас ведучої ланки приводу, ведучої та веденої півмуфт і веденої ланки приводу. $C_{зд}$, $C_{вн}$ - відповідно приведені жорсткості елементів приводу між ведучою і веденою півмуфтами. T_d , T_o , T_m - крутні моменти, які створюються двигуном, опором та передаються муфтою. При передачі крутного моменту відбувається закручування всієї системи під кутами $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3, \gamma_4$, в залежності від T_d , T_o .

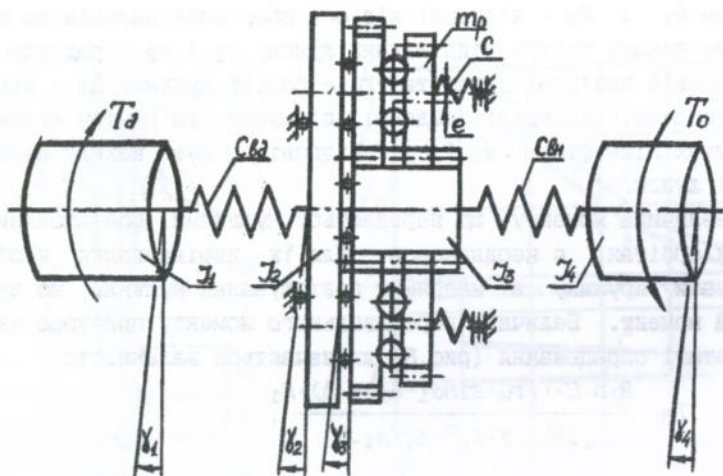


Рис.9. Динамічна схема приводу ГТК з дворядним планетарно-кульковим керувчим пристроєм

Загальна система рівнянь динаміки приводу з однорядним планетарно-кульковим механізмом розчеплення матиме вигляд:

$$\begin{cases}
 \ddot{Y} = \ddot{Y}_2 - \ddot{Y}_3; \quad \dot{Y}_1 - \dot{Y}_2 = \dot{Y}_{вд}; \quad \dot{Y}_3 - \dot{Y}_4 = \dot{Y}_{вн}; \\
 \dot{Y}_1 = \omega_1; \quad \dot{\omega}_1 = -\frac{C_{вд} \cdot \dot{Y}_{вд}}{J_1} + \frac{T_1}{J_1} \\
 \dot{Y}_2 = \omega_2; \quad \dot{\omega}_2 = \frac{C_{вд} \cdot \dot{Y}_{вд}}{J_2} - \frac{T_m}{J_2} \\
 \dot{Y}_3 = \omega_3; \quad \dot{\omega}_3 = -\frac{C_{вн} \cdot \dot{Y}_{вн}}{J_3} + \frac{T_m}{J_3} \\
 \dot{Y}_4 = \omega_4; \quad \dot{\omega}_4 = \frac{C_{вн} \cdot \dot{Y}_{вн}}{J_4} - \frac{T_4}{J_4} \\
 \dot{X}_e = V \\
 V = \frac{T_m}{m_p \cdot l} \cdot \left[\operatorname{tg}(\arcsin((m+kX_e)/r_k) - \rho) - (D/d) \cdot f \right] \cdot \eta_n^n \cdot \frac{C \cdot X_e}{m_p} \cdot \frac{C \cdot \Delta}{m_p} \\
 T_m = \frac{\left(\frac{C_{вд} \cdot \dot{Y}_{вд}}{J_2} + \frac{C_{вн} \cdot \dot{Y}_{вн}}{J_3} \right) \cdot \frac{A}{2 \cdot B} + (\omega_2 - \omega_3) \cdot \left(\frac{K}{2 \cdot B} + \frac{A^2}{4 \cdot B^3} \right) + \frac{C \cdot X_e}{m_p} + \frac{C \cdot \Delta}{m_p}}{\frac{N}{m_p \cdot l} + \frac{A}{2 \cdot B} \cdot \left(\frac{1}{J_2} + \frac{1}{J_3} \right)}
 \end{cases} \quad (6)$$

де $A = (2 \cdot r_{л} \cdot \gamma \cdot ((r_1/l) + r_1) - \gamma^3 \cdot (r_1^3 \cdot (1+1)^3) / l^2)$

$K = (2 \cdot r_{л} \cdot \gamma \cdot ((r_1/l) + r_1) - 3 \cdot \gamma^2 \cdot (r_1^2 \cdot (1+1)^2) / l^2)$

$$B = \sqrt{r_k^2 - (r_L - C_1)^2}$$

$$N = \left[\operatorname{tg}(\arcsin((m+k+X_6)/r_k) - \rho) - (D/d) \cdot f \right] \cdot \eta_n^n$$

$$l = r_1 \cdot \sin((180^\circ + \gamma)/2) - \arcsin(2 \cdot i \cdot r_1 \cdot \sin(\gamma/2) \cdot \sin(\gamma \cdot (1+i)/(2 \cdot i)) / C_1)$$

$$C_1 = \frac{r_1 + i \cdot r_1}{2 \cdot i}; \quad X_6 = \sqrt{r_k^2 - (r_L - C_1)^2} - (m+k)$$

Система рівнянь динаміки приводу ГТК з дворядним планетарно-кульковим керуючим пристроєм має вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{Y} = \dot{Y}_2 - \dot{Y}_3; \quad \dot{Y}_1 - \dot{Y}_2 = \dot{Y}_{вд}; \quad \dot{Y}_3 - \dot{Y}_4 = \dot{Y}_{вн} \\ \dot{Y}_1 = \omega_1; \quad \dot{\omega}_1 = \frac{J_1}{T_d - C_{вд} \cdot \dot{Y}_{вд}} \\ \dot{Y}_2 = \omega_2; \quad \dot{\omega}_2 = \frac{C_{вд} \cdot \dot{Y}_{вд} - T_m}{J_2} \\ \dot{Y}_3 = \omega_3; \quad \dot{\omega}_3 = \frac{T_m - C_{вн} \cdot \dot{Y}_{вн}}{J_3} \\ \dot{Y}_4 = \omega_4; \quad \dot{\omega}_4 = \frac{C_{вн} \cdot \dot{Y}_{вн} - T_0}{J_4} \\ \dot{X}_6 = V; \quad \dot{V} = T_m \cdot \left[\frac{i_2 \cdot \eta^n \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \rho) \cdot (1+k)}{2 \cdot n \cdot R_1 \cdot m_p} - \frac{C \cdot (X_1 + \Delta)}{m_p} \right] \\ T_m = \frac{\frac{C \cdot (\Delta + X_1)}{m_p} + \frac{C_{вд} \cdot \dot{Y}_{вд}}{J_2} + \frac{C_{вн} \cdot \dot{Y}_{вн}}{J_3}}{\left(\frac{1}{J_2} + \frac{1}{J_3} \right) \cdot \frac{R_1 \cdot \sqrt{1 - ((X_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha) / (2 \cdot R_1))^2} \cdot (1 - i_2)}{i_2 \cdot i_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha} + (\omega_2 - \omega_3)^2 \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha \cdot X_1 \cdot (1 - i_2)}{4 \cdot i_2 \cdot i_1 \cdot R_1 \cdot \sqrt{1 - ((X_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha) / (2 \cdot R_1))^2}} + \frac{i_2 \cdot \eta^n \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \rho) \cdot (1+k)}{2 \cdot m_p \cdot n \cdot R_1}} \end{array} \right. \quad (7)$$

Складено програми для розв'язку систем диференціальних рівнянь, які розв'язані на ЕОМ за методом Рунге-Кутта-Мерсона. В результаті розрахунків визначені коефіцієнти динамічності керую-

чих пристроїв, для однорядного планетарно кулькового керуючого пристрою в залежності від зміни кутів нахилу лунки $K_D=1,05...1,1$, а для дворядної $K_D=1,03...1,04$.

У третьому розділі викладена програма, методика і результати експериментальних досліджень. Загальною методикою передбачено визначення функціональних та експлуатаційних характеристик розроблених керуючих пристроїв.

На рис.10 зображений однорядний планетарно-кульковий керуючий пристрій, що складається з маточини 1, на якій закріплена центральна шестерня 2. Яка входить в зачеплення з сателітами 3, які зв'язані з ведучою півмуфтою 5 через фланці з пальцями 4. На фланцях виконані лунки 8 під кульки 10, що розташовані в гніздах 9 веденої півмуфти 7. Аналогічно кульки 6 розташовані в гніздах на більшому радіусі обертання і входять в зачеплення з лунками, виконаними на торцевій поверхні півмуфти 5. Величина заглиблень всіх кульок в лунки однакова. Ведена півмуфта підтиснута пружиною 11, величина затиску якої регулюється гайками 12. У випадку

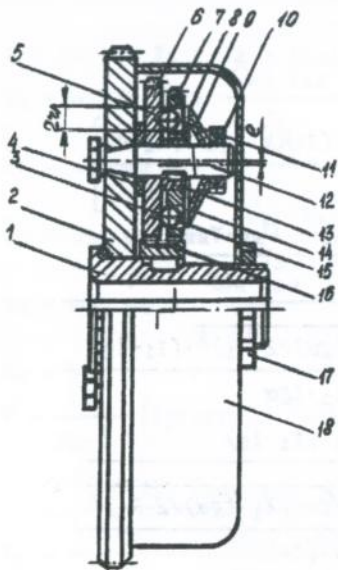


Рис.10. Дворядний планетарно-кульковий керуючий пристрій

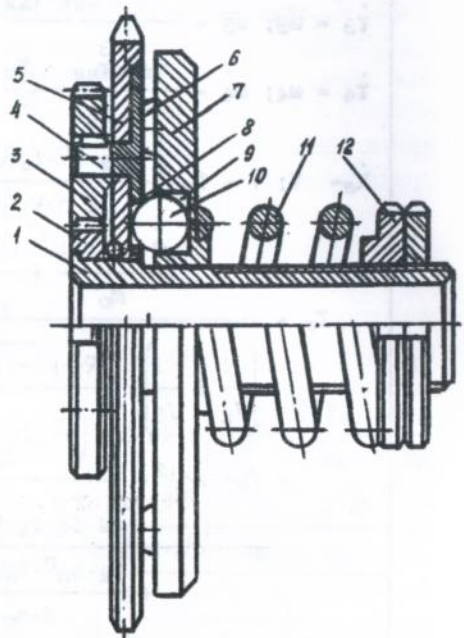


Рис.11. Однорядний планетарно-кульковий керуючий пристрій

виникнення перевантаження зупиняється маточина, підтисний диск і центральна шестерня. Ведуча півмуфта продовжує обертатись, приводячи в рух кочення сателіти по центральній шестерні, що спричиняє вихід всіх кульок з лунок на торцеву поверхню ведучої півмуфти. Кількість відносних холостих обертів визначається передаточним відношенням планетарного механізму.

Дворядний планетарно-кульковий керуючий пристрій зображений на рис.11. Він складається з ведучої півмуфти 2, яка вільно розташована на веденій маточині 1, на якій жорстко закріплена шестерня 16. У ведучій півмуфті рівномірно по колу жорстко закріплені пальці 12, на яких розташовані сателіти 6 і 7 різних діаметрів. Останні знаходяться на ексцентричних втулках 13, осі яких зміщені відносно осей пальців в напрямку центральної осі пристрою. Пари сателітів взаємодіють між собою за допомогою кульок 11 і 15, які розташовані в наскрізних отворах 8 і 14 та контактують з лунками 5 і 3. З іншого боку кульки за допомогою дисків 8 підтиснуті пружинами 9, регулювання затиску яких проводиться гайками 10. Кульки 11 і 15 розташовані на різних відстанях відносно осей пальців, величина їх зміщення обумовлена необхідністю непопадання в лунки 3 і 5 при відносному повертанні сателітів на 180° . Робочі вузли муфти закриті кришкою 18, яка підтиснута гайкою 17. Між сателітами і торцевою поверхнею ведучої півмуфти на пальцях встановлені антифрикційні втулки 4. У випадку виникнення перевантаження зупиняється маточина і шестерня, ведуча півмуфта з пальцями і сателітами продовжує обертатись, що призводить до обертання сателітів навколо шестерні і відносного повертання між собою. Це в свою чергу веде до виходу кульок з лунок і через диски до деформації пружини. Включення пристрою здійснюється при певній кількості обертів ведучої півмуфти в залежності від передаточних відношень між сателітами і шестернею.

Для визначення функціонально-експлуатаційних характеристик керуючих пристроїв ГРК розроблено стенд, який складається з електродвигунів постійного струму, передаточних ланок, гальмівного механізму та електровимірювального обладнання. На стенді проводились статичні і динамічні дослідження пристроїв, по результатах яких визначались їх основні характеристики: K_d - коефіцієнт динамічності; γ_T - коефіцієнт точності; K_C - коефіцієнт стабільності.

Результати експериментальних досліджень керуючих пристроїв представлені залежностями зображеними на рис. 12. Аналізуючи ці графіки встановлено, що коефіцієнт точності однорядного і дворядного керуючих пристроїв становить відповідно $\gamma_T = 1,23$ та $1,1$; коефіцієнти динамічності при збільшенні частоти обертання до 300 об/хв складають відповідно $K_d = 1,28$ та $1,1$. Коефіцієнт стабільності дворядного керуючого пристрою при 700 опрацювань склав $K_c = 0,967$, а однорядного при передачі крутного моменту кульками 10 (рис.5) $K_c = 0,784$, що вказує на необхідність передачі крутного моменту кульками 8 і недопустимість використання прямих лунок. Аналіз результатів теоретичних та експериментальних досліджень показав, що максимальне розходження складає 7...12%.

У четвертому розділі на основі теоретичних та експериментальних досліджень приведені спрощені розрахункові формули, для їх використання при інженерному проектуванні керуючих пристроїв та насадок ГТК.

Ширина отвору насадки для просипання сільськогосподарських вантажів, визначається за формулою:

$$a = l \cdot \pi \cdot \left[\frac{\varphi^2 \cdot V_n^2 \cdot (D_{ж}^2 - d^2)^2}{25,6 \cdot K_a^3 \cdot n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g} \right]^{2/5}, \quad (8)$$

де $D_{ж}$, d - відповідно діаметри жолоба і вала; V_n - осьова швидкість переміщення вантажу в жолобі; l - довжина отвору; n - кількість отворів; K_a - коефіцієнт завантаження (враховує відношення робочої площі просипання до загальної, $K_a = 0,7...0,5$); T -

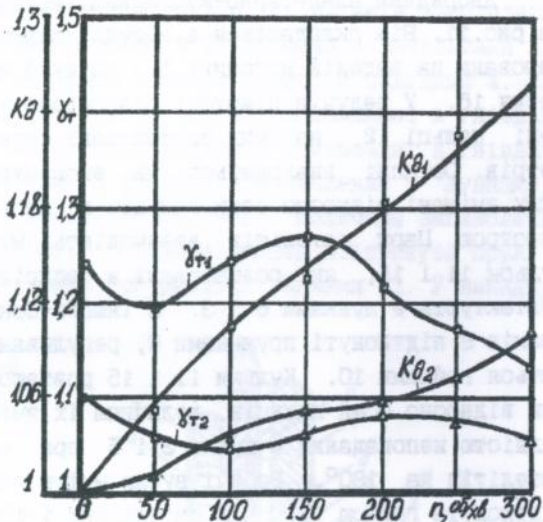


Рис.12. Залежності K_d та γ_T від частоти обертання

крок спіралі; λ - коефіцієнт просипання (для зернових $\lambda = 0,55$); g - прискорення земного тяжіння; φ - коефіцієнт заповнення ГТК.

Для проведення автоматизованого розрахунку керуючих пристроїв ГТК, вибору їх конструкторських і технологічних параметрів розроблені алгоритми, по яких окладені програми для ЕОМ. По результатах розрахунку програм встановлено, що максимальні радіальні габаритні розміри однорядного та дворядного пристроїв для діаметру вала 30 мм відповідно не перевищують 110 мм та 190 мм при кількості холостих провертань 1...10 та 2...50 обертів.

З метою визначення максимальної кількості холостих провертань в процесі спрацювання кулькових запобіжних пристроїв був проведений їх синтез, на основі якого можна зробити наступні висновки: якщо форма лунки - отвір чи паз, а форма заглиблення під кульку - отвір, то кількість максимальних холостих провертань пристрою рівна одному обертю; якщо форма лунки - отвір чи паз, а форма заглиблення під кульку - паз, то кількість холостих провертань пристрою залежить від певної конфігурації паза і може зростати до безконечності.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ І ПРОПОЗИЦІЇ ПО РОБОТІ.

На основі проведених теоретичних і експериментальних досліджень керуючо-захисних пристроїв ГТК можна зробити наступні висновки.

1. Теоретично обгрунтовано кінестатичні показники низько-частотних планетарно-кулькових захисних пристроїв, визначено їх конструктивні, силові та енергетичні параметри. Встановлено, що для однорядного КЗП зміщення на 5 мм елементів зачеплення в сторону осі обертання сателітів призводить до збільшення моменту розмикання півмуфту 17 разів. Зміна початкового положення елементів зачеплення на орбіті сателіту від 0° до 180° характеризується зростанням максимального крутного моменту в 1.8...30 разів. Для дворядного КЗП встановлено, що відносна похибка крутних моментів, які передаються кульками, встановленими на різних орбітах, становить 40%. Вирівнювання абсолютних значень моментів досягається зміною кута нахилу лунок в 1.4...1.6 разів та зміщенням центральної пружини в бік лунки, розташованої на більшому радіусі обертання.

2. Виведені аналітичні залежності для визначення кількості

холостих провертань півмуфт при спрацюванні КЗП в залежності від конструктивних параметрів зубчатого зачеплення. Встановлено, що відновлення початкового положення однорядного КЗП відбувається при 1...10 холостих провертань півмуфт. Максимальна кількість холостих провертань дворядного планетарно-кулькового захисного пристрою при габаритних радіальних розмірах до 188 мм досягає 50-и обертань ведучої ланки відносно веденої в режимі одного спрацювання.

3. Розроблено динамічну модель приводу ГТК з керуючо-захисними пристроями. Складені і розв'язані за допомогою ПЕОМ системи диференціальних рівнянь, які описують перехідні процеси функціонування перевантаженого приводу конвейера. В результаті проведених розрахунків встановлено, що для однорядного КЗП при куті нахилу лунки 50° ... 65° коефіцієнт динамічності становить $k_d=1.1$... 1.05 , а для дворядного пристрою при $\alpha=55^{\circ}$... 63° - $k_d=1.04$... 1.03 .

4. Розроблено і виготовлено низькочастотні планетарно-кулькові керуючо-захисні пристрої ГТК і стенд для визначення їх функціонально-експлуатаційних характеристик. Розроблено конструкції завантажувально-захисних насадок та визначено вплив зміни їх завантажувальних отворів на величину продуктивності конвейерів. Встановлено, що довжини отворів насадок слід виконувати в 4...6 разів більшими від їх зовнішніх діаметрів.

5. В результаті експериментальних досліджень встановлено, що при використанні прямих лунок для зачеплення півмуфт в однорядному планетарно-кульковому захисному пристрої коефіцієнт стабільності при 700 повторних спрацювань становить $k_c = 0,784$, а дворядного пристрою (кут нахилу $\alpha = 55^{\circ}$) - $k_c = 0,967$. Коефіцієнт точності однорядного та дворядного пристрою відповідно становить $\gamma_t = 1,23$ та $1,1$. Невідповідність теоретичних і експериментальних результатів отриманих при дослідженні моменту спрацювання і коефіцієнта динамічності складає 7...12%.

6. Розроблено інженерну методику вибору конструктивних і силових параметрів та кількості холостих провертань півмуфт в режимі буксування пристроїв. Складено блок-схеми і програми їх автоматизованого розрахунку КЗП за допомогою ПЕОМ. Результати отриманих розрахунків представляють собою числові залежності конструктивних параметрів пристроїв від кількості холостих провертань в процесі одного спрацювання.

7. Розроблені конструкції планетарно-кулькових захисних

пристроїв, робочих органів та гавантажувально-захисних насадок гнучких гвинтових конвейєрів і які захищені 10-ма авторськими свідоцтвами та винаходами. У дослідній партії конвейєрів ГТК-29, які виготовлені ВАТ "Тернопільський комбайновий завод", застосовані конструктивні рішення по а.с. СРСР N 1751530, N 1798273, N 1845219. Річний економічний ефект від їх застосування становить 215 грив. на один конвейєр.

ОСНОВНІ ПУБЛІКАЦІЇ ПО ТЕМІ ДИСЕРТАЦІЇ.

1. Гевко И.Б. Шариковые предохранительные муфты. "Машиностроитель". №9, Москва: 1993 г.-9с.
2. Гевко І.Б. Обґрунтування силових параметрів низькодинамічної зубчасто-кулькової запобіжної муфти. Міжвузівський збірник Наукові нотатки, випуск 3, Луцьк: 1996р. -41-48 с.
3. Нагорняк С.Г., Гевко І.Б. Синтез кулькових запобіжних муфт сільськогосподарських машин. Вісник Національного аграрного університету "Сучасні проблеми сільськогосподарського машинобудування", Київ, 1997 р. -112-115 с.
4. Гевко І.Б. Визначення динамічних характеристик планетарно-кулькових запобіжних муфт. З Міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові. Матеріали доповідей. Львів: 1997 р. -283с.
5. Нагорняк С.Г., Гевко І.Б. Визначення крутного моменту кулькової запобіжної муфти приводу вильчатого колача. Матеріали научно-практичної конференції "Проблеми и перспективи создания овеклоуборочной техники". Вінниця: 1996г. - 73-75с.
6. Гевко И.Б., Гевко Р.Б., Гевко В.М., Дубик О.І. Предохранительная муфта. БИ N28, 30.07.1992. АС N1751530.
7. Гевко И.Б. Предохранительная муфта. БИ N37, 07.10.1992. АС N1767251.
8. Гевко І.Б. Вдосконалення ственду для досліджень характеристик запобіжних муфт. Прогресивні матеріали, технології та обладнання в машино- і приладобудуванні. Тернопіль, 1993р. -19 с.
9. Гевко І.Б. Розробка конструкцій запобіжних муфт з циклічним режимом роботи. Прогресивні матеріали, технології та обладнання в машино- і приладобудуванні. Тернопіль, 1992р.-202 с.

432995

А Н О Т

Гевко И.Б. Разработка и исследование устройств для выполнения технологических процессов гибкими винтовыми конвейерами.

Диссертация (рукопись) на соискание учёной степени кандидата технических наук по специальности 05.20.01 - механизация сельскохозяйственного производства. Луцкий индустриальный институт. Луцк, 1997.

Защищается 7 печатных работ и 10 авторских свидетельств, которые посвящены созданию гибких винтовых конвейеров, планетарно-шариковых низкочастотных предохранительных устройств, для усовершенствования технологических процессов порционной подачи материалов. Теоретическим и экспериментальным путём установлено влияние их конструктивных, кинематических и силовых параметров на выполнение технологических процессов гибкими винтовыми конвейерами. Осуществлено внедрение в производство разработанных конструкций гибких винтовых конвейеров и низкочастотного предохранительного устройства.

A N N O T A T I O N

Hewko I.B. The development and research of low frequency devices for the realization of technological processes by means of flexible screw conveyers.

The thesis (manuscript) for the Candidate degree (Engineering) in speciality 05.20.01 - mechanization of agricultural production. Lutsk Industrial Institute. Lutsk, 1997.

7 published works and 10 author's certificates, devoted to the creation of flexible screw conveyers and planetary - ball low frequency safety devices that can be used for the improvement of technological processes of materials portion feed, are being defended. The effect of their structural, kinematic and force parameters on the realization of technological processes of flexible screw conveyers is theoretically and experimentally proved. The introduction into production of the developed constructions of flexible screw conveyers and low frequency safety devices is realized.

Ключові слова: технологічні процеси; гнучкі гвинтові конвейери; керуючо-захисні пристрої; завантажувально захисні насадки; однорядний та дворядний планетарно-кульковий; динамічні процеси.