

УДК. 621.867.42

І.Павлова¹; А.Вітровий², канд.техн.наук

¹Луцький державний технічний університет

²Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ШАРНІРНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ГНУЧКОГО ВАЛУ ГВИНТОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ

Запропоновано нову конструктивну схему гнучкого валу гвинтового робочого органу, виконаного на базі кулькових шарнірних з'єднань. Проведено теоретичні розрахунки з визначення взаємозв'язку між конструктивними і силовими параметрами елементів гнучкого валу. Наведено рекомендації щодо вибору параметрів робочого органу і напрямки подальших досліджень.

Умовні позначення

F_K - колова сила;

F_0 - осьова сила;

F_{np} - сила пружини;

$F_{тр}$ - сила тертя;

T_K - крутний момент;

T_0 - початковий крутний момент;

T_{max} - максимальний крутний момент;

α - кут дії нормальної реакції до площини шайби;

ρ - кут тертя;

C - жорсткість пружини;

δ_0 - початковий натяг пружини;

X_T - деформація пружини;

r_0 - відстань від центра кульки до торцевої поверхні шайби;

h - товщина шайби;

r_e - радіус напівсферичного виступу;

Δ_u - відстань від центра радіуса напівсферичного виступу до неробочої торцевої поверхні шайби;

r - радіус кульки;

R - радіус розташування кульки відносно центральної осі робочого органу.

Переміщення сипких матеріалів в гнучких рукавах гвинтовими робочими органами є одним з перспективних шляхів механізації завантажувально-розвантажувальних робіт в сільськогосподарському виробництві. Їх широке впровадження у виробництво гальмується недосконалістю робочих органів, а саме їх низькими ресурсними характеристиками. Так, застосування суцільних спіралей, які одночасно транспортують матеріал і передають крутний момент, призводить до їх швидкого руйнування при роботі технологічних магістралей на малих радіусах кривизни внаслідок виникнення знакозмінних циклічних навантажень. Застосування різних способів термічної і хіміко-термічної обробки спіралей шнеків кардинально не вирішує даної проблеми [1]. Окрім цього, застосування суцільних спіралей шнеків є неефективним з точки зору їх ремонтоздатності.

Одним із радикальних шляхів підвищення експлуатаційних параметрів робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів є застосування в якості гнучкого валу окремих

секцій просторових конструкцій, шарнірно з'єднаних між собою. Даний напрямок особливо інтенсивно досліджується, про що свідчать праці [2,3,4,5].

Проте перехід від передачі крутного моменту суцільними спіралями або валами до передачі шарнірними з'єднаннями окремих гвинтових секцій ставить нові проблеми. В першу чергу вони пов'язані із забезпеченням допустимого рівня контактних напружень в парах тертя, недопущенням їх інтенсивного зношення, здешевленням виготовлення робочих органів і покращенням їх ремонтоздатності.

Для вирішення даних проблем запропоновано принципову схему гнучкого валу гвинтового конвеєра, яка зображена на рис.1.

Гнучкий вал гвинтового конвеєра містить окремі секції, шарнірно зв'язні між собою. Кожна секція виконана у вигляді торцевих шайб 5, які з'єднані між собою прутками 6. Між торцевими шайбами сусідніх секцій встановлені проміжні шайби 1 з чотирма отворами, рівномірно розташованими в коловому напрямку. Проміжна шайба зв'язана з торцевими за допомогою пар кульок 2, які розташовані у взаємоперпендикулярних площинах. Секції підтиснуті одна до одної за допомогою пружин 3, які розташовані на осях 4. Осі вільно встановлені у центральних отворах шайб.

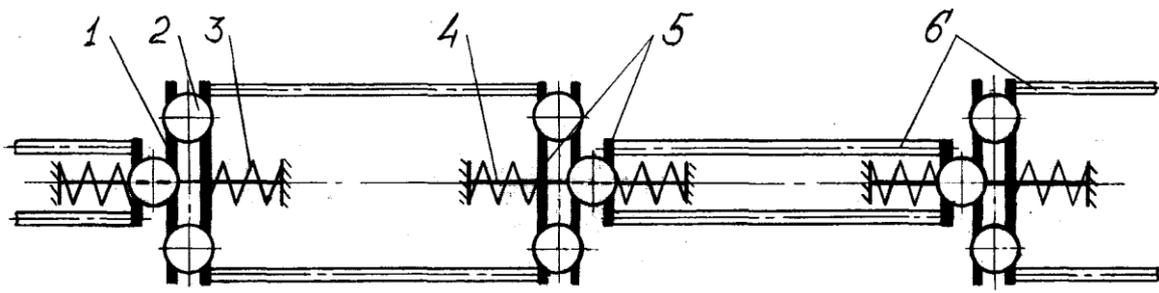


Рис.1. Принципова схема гнучкого валу гвинтового конвеєра

Для забезпечення транспортування сипкого матеріалу на поверхні прутків закріплюють окремі секції гвинтових спіралей (на рис.1 не зображено). В процесі передачі крутного моменту і переміщення матеріалу по криволінійній трасі відбуваються відносні провертання торцевих шайб сусідніх секцій відносно проміжної шайби, причому вісь провертання проходить по лінії, яка з'єднує центри пар кульок. Автономні пружні механізми стискання елементів зчеплення секцій виключають можливість появи люфтів між кульками і отворами шайб, що забезпечує плавність передачі крутного моменту і зменшує інтенсивність зношення пар тертя.

Метою теоретичного розрахунку є встановлення таких схем і параметрів елементів передачі крутного моменту, які забезпечать розумний компроміс між необхідним характером зміни крутного моменту, величиною контактних напружень і технологією виготовлення профілів отворів шайб.

Першочергово визначимо характер зміни крутного моменту для різних варіантів зачеплень, який виникатиме у випадку різних перевантажень на робочому органі. Це призводить до відносних зміщень сусідніх секцій і відповідно зміни крутного моменту.

Розглянемо характер зміни крутного моменту для трьох схем кулькових зачеплень з отворами шайб, які виконуються: з ввігнутою напівсферичною поверхнею; з конусоподібною поверхнею; з опуклою напівсферичною поверхнею.

Якщо для перших двох варіантів проведені ґрунтовні дослідження, які викладені в працях [6 і 7], то для останньої схеми виведемо аналітичну залежність взаємозв'язку між конструктивними і силовими параметрами з врахуванням відносного зміщення кульки з однією шайбою відносно отвору сусідньої.

Розрахункова схема зображена на рис. 2.

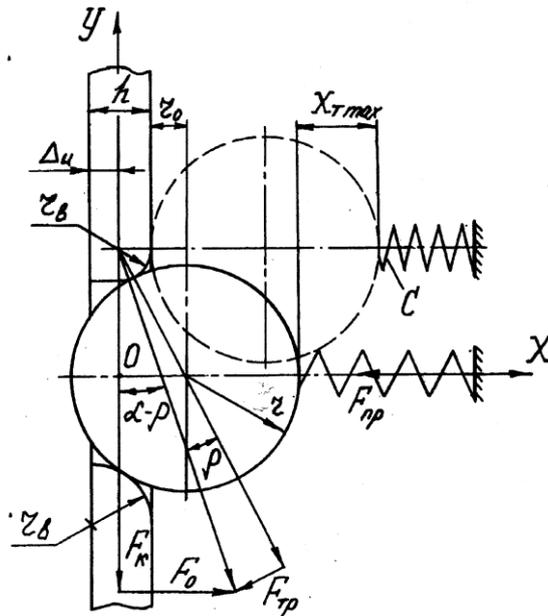


Рис.2. Розрахункова схема для визначення взаємозв'язку між конструктивними і силовими параметрами сферичних елементів зачеплення

В загальному випадку колова сила, яка визначає крутний момент, визначається за відомою залежністю [6]

$$F_k = \frac{F_0}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho)} = \frac{F_{np}}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho)} = \frac{C \cdot (\delta_0 + X_T)}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho)}. \quad (1)$$

Для дослідження характеру зміни крутного моменту при зміщенні кульки відносно напівсферичного отвору виведемо залежність $\alpha = f(X_T)$.

Кут α змінюється в межах від α_0 до 90° , тобто до повного виходу кульки із зачеплення з отвором шайби (на рис. 2 таке положення кульки показано штриховою лінією).

Початкове значення α_0 визначається

$$\alpha_0 = \arcsin \left(\frac{r_0 + h - \Delta_u}{r + r_s} \right). \quad (2)$$

Значення X_T визначається

$$X_T = X_\alpha - X_0, \quad (3)$$

де $X_\alpha = (r + r_s) \sin \alpha$, а $X_0 = r_0 + h - \Delta_u$.

Тоді

$$X_T = (r + r_s) \sin \alpha - r_0 - h + \Delta_u. \quad (4)$$

З врахуванням, що крутний момент визначається як $T_k = R \cdot F_k$, а також підставляючи (4) в (1), в кінцевому випадку отримаємо

$$T_k = \frac{R \cdot C \cdot \left[\delta_0 + (r + r_s) \sin \alpha - r_0 - h + \Delta_u \right]}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho)}. \quad (5)$$

Для аналізу характеру зміни крутного моменту, а також впливу конструктивних параметрів елементів зачеплення на абсолютне значення T_k проведемо дослідження залежності (5).

Реальне значення величини r_g повинно бути взаємопов'язане з товщиною шайби h , оскільки випукла напівсферична поверхня виконується безпосередньо на шайбі. Дослідження проведемо для двох крайніх значень r_g : $r_g = h$ (тоді $\Delta_u = 0$); $r_g = h/2$ (тоді $\Delta_u = h/2$).

Виходячи з попередньо проведених досліджень [5], приймаємо $r_0 = 1...1,5$ мм; $h = 3...4$ мм; $r = 6...7$ мм.

Оскільки жорсткість пружини C і радіус розташування кульок відносно центра осі вала R лінійно впливають на величину T_k і на характер його зміни впливу не мають, то приймаємо $R = 15$ мм; $C = 20$ Н/мм.

Для прийнятих параметрів побудовані графічні залежності $T_k = f(\alpha)$, які зображені на рис. 3.

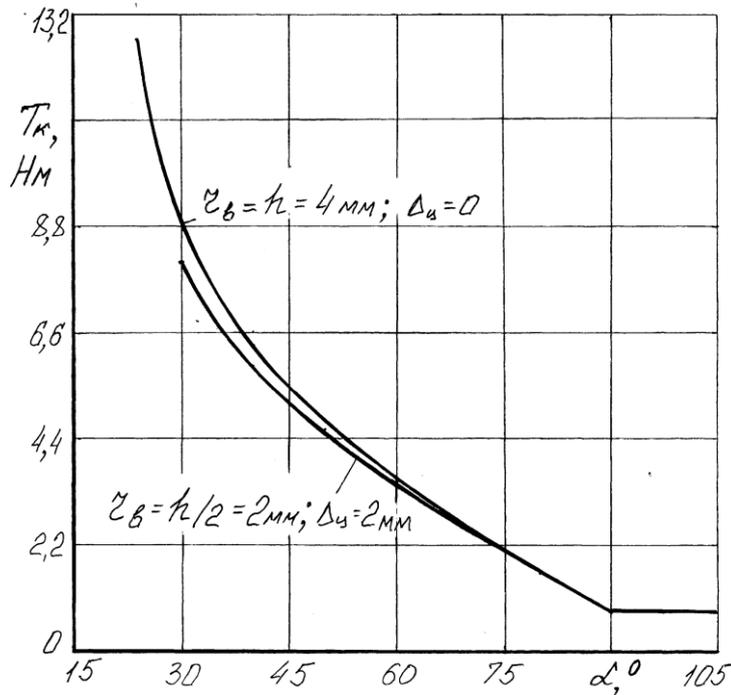


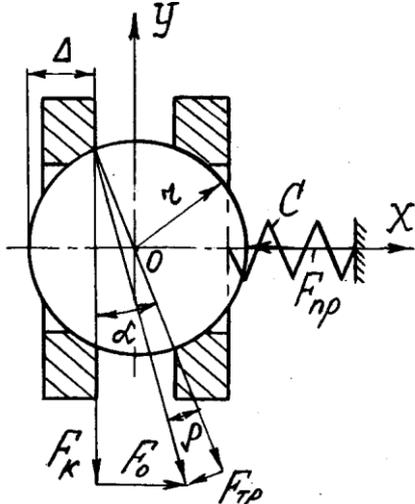
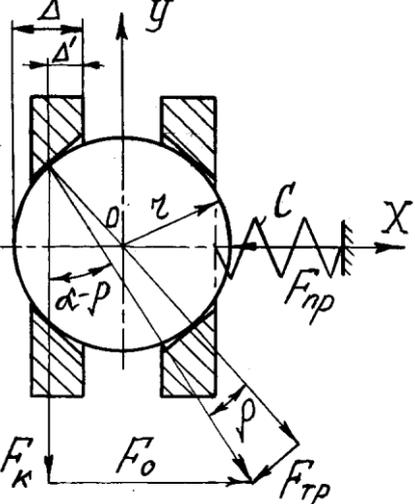
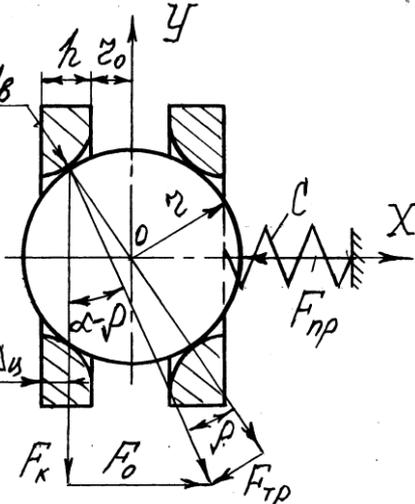
Рис.3. Графічні залежності зміни крутного моменту T_k від кута α

Аналізуючи їх, можна зробити висновок, що як і для випадку зачеплення кулька напівсферична ввігнута поверхня, максимальний крутний момент виникає в початковому положенні, а далі, при виникненні відносних зміщень елементів зачеплення, починає спадати. Також встановлено, що зменшення величини радіуса r_g напівсферичного виступу отвору і зміщення його центра в бік робочої поверхні призводить до зменшення початкового значення кута α_0 і відповідно зростання максимального крутного моменту.

Таким чином, на основі проведених і відомих досліджень, в таблиці 1 наведено основні схеми зачеплень і їх розрахункові формули взаємозв'язку між силовими і конструктивними параметрами.

Однак вибір тієї чи іншої схеми повинен здійснюватись з врахуванням величини контактних напружень, які виникають в елементах зачеплення, а також технологічних особливостей їх виконання.

Схеми кулькових шарнірних зачеплень і розрахункові залежності для визначення крутного моменту

Схема зачеплення	Розрахункові залежності
	$T_0 = T_{max} = \frac{R \cdot C \cdot \delta_0}{\operatorname{tg} \left[\arcsin \left(\frac{r - \Delta}{r} \right) - \rho \right]}$
	$T_0 = R \cdot C \cdot \delta_0 / \operatorname{tg} (\alpha - \rho)$ $T_{max} = \frac{R \cdot C \cdot [\delta_0 + (\Delta - r(1 - \sin \alpha))]}{\operatorname{tg} (\alpha - \rho)}$
	$T_0 = T_{max} = \frac{R \cdot C \cdot \delta_0}{\operatorname{tg} \left[\arcsin \left(\frac{r_0 + h - \Delta_u}{r + r_e} \right) - \rho \right]}$

Висновки

- встановлено, що із трьох варіантів схем кулькових шарнірних зачеплень, виконання отворів шайб з конусоподібною поверхнею характеризується зростанням крутного моменту при відносному зміщенні шайб, що є позитивним з точки зору функціонування секцій в пружному режимі;

- при проектуванні робочого органу вибір конструктивних параметрів шарнірних секцій, виходячи із необхідного крутного моменту, необхідно здійснювати за розрахунковими залежностями, які наведено в таблиці.

Перспективним напрямком досліджень є встановлення рівня контактних напружень в різних варіантах зачеплень, що дозволить вибрати оптимальну конструкцію робочого органу гнучкого валу гвинтового конвеєра.

New construction scheme of the screw working part flexible shaft, created on the basis of joints, was suggested. Theoretical calculations with determination of interrelations between constructional and power parameters of the flexible shaft elements, are presented. Recommendations as to the selection of the working part parameters and the ways of further investigations, are presented.

Література

1. Гевко Б.М., Рогатинський Р.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. - Львов, 1989. – 176 с.
2. Механізми з гвинтовими пристроями / Гевко Б.М., Данильченко М.Г., Рогатинський Р.М., Пилипець М.І., Матвійчук А.В. – Львів: Світ., 1993. – 208 с.
3. Вітровий А.О., Мельник С.В., Семенюк А.К. Силовий розрахунок робочого органу модульного гвинтового агрегату // Сільськогосподарські машини. -Зб. наук. ст.. -Вип. 5. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛТДУ, 1999.-С. 24-30.
4. Лещук Р.Я. Дослідження профілювання гвинтових секцій робочих органів транспортно-технологічних машин //Сільськогосподарські машини. -Зб. наук. ст.. –Вип. 10. –Луцьк: Ред. –вид. відділ ЛДТУ, 2002. –С.146-153.
5. Павлова І.О. Обґрунтування параметрів гнучкого валу гвинтового конвеєра //Сільськогосподарські машини. -Зб. наук. ст.. –Вип. 10. –Луцьк: Ред. –вид. відділ ЛДТУ, 2002. –С.168-175.
6. Гевко Р.Б., Буряк М.В. Кінематичний аналіз кулькового запобіжного пристрою з торцевим замиканням елементів зачеплення //Вісник Тернопільського державного технічного університету. – Том 6, №4, 2001. -С.35-43.
7. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. –Л.: Машиностроение, 1979. – 344 с.

Одержано 12.06.2003 р.