

УДК 621.867.42

Р.Лещук, І.Гевко, Р.Комар

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ГВИНТОВИХ ПЕРЕВАНТАЖУВАЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ

Описано результати експериментальних досліджень гвинтових перевантажувальних механізмів, робочий орган яких виготовлено з шарнірно-з'єднаних секцій бочкоподібної форми. Подано аналітичні та графічні залежності для визначення експлуатаційних, енергетичних, технологічних та конструктивних параметрів запропонованих механізмів.

В народному господарстві України для механізації розвантажувально-завантажувальних робіт, заповнення робочих місткостей машин і агрегатів сипкими матеріалами в агропромисловому комплексі, в металургійному та ливарному виробництві, в порошковій металургії для приготування модельних сумішей все ширшого застосування знаходять мобільні та пересувні гвинтові перевантажувальні механізми (ГПМ).

Проте робочі органи існуючих конструкцій ГПМ при роботі на криволінійних трасах мають низький ресурс роботи внаслідок циклічних знакозмінних навантажень, що пов'язано із відсутністю вала, який сприймав би сумарні навантаження на трасі, а внаслідок цього низьку продуктивність, надійність та довговічність.

Метою даної роботи є підвищення технічного рівня гвинтових перевантажувальних механізмів за рахунок застосування шарнірних елементів передачі крутного моменту між окремими гвинтовими секціями, що виключить пошкодження робочих органів від знакозмінних навантажень. Робота виконується згідно постанови Кабінету Міністрів України "Про розвиток сільськогосподарського машинобудування та забезпечення АПК конкурентноздатною технікою" від 1.12.11997р.

Нами запропонована схема компоновання елементів передачі крутного моменту у вигляді секційних гвинтових робочих органів бочкоподібної форми з шарнірними з'єднаннями [1, 2].

Кінематична схема експериментальної моделі вузлів приводу та перевантажувального короба, що пов'язує завантажувальну та розвантажувальні магістралі ГПМ зображена на рис.1. Вона містить перевантажувальний короб 8, в який у верхній частині входить завантажувальна магістраль, а знизу і з протилежного боку – вивантажувальна. Кожна з магістралей виконана у вигляді гнучкого кожуха 5 і 10, в

яких розташовані секційні гвинтові робочі органи 6 і 9 (рис.2). Співвісно з гнучкими кожухами із протилежного боку перевантажувального короба в опорах розташовані привідні вали з зірочками 7 і 11, які за допомогою ланцюгових передач з'єднані з проміжним валом 13. Перехід сипучого матеріалу з однієї магістралі в іншу здійснюється в перевантажувальному коробі 8, конструктивна схема якого аналогічна до [3]. Крутний момент передається від асинхронного електродвигуна 1 через клинопасову або інші передачі зі шківками 2 і 3 на проміжний вал 14, на кінцях якого розташовані зірочки 4 і 12. Для захисту конструкції від перевантажень на проміжному валі 13 встановлено дві запобіжно-компенсуючі муфти 14 [4].

Конструкція запобіжно-компенсуючої муфти показана на рис.3. Муфта містить корпус 1, в якому розміщені дві півмуфти 2 і 3, зовнішні поверхні 4 яких виконані півкруглої форми, а на їх вершині, по всьому периметру через рівні відстані в глухих циліндричних отворах 5 встановлені кульки 6, які підтиснуті пружинами 7 до пазів півкруглої форми 8 внутрішньої поверхні корпусу. Півмуфти фіксуються в протилежних кінцях корпусу циліндричною гвинтовою пружиною 9, а випаданню запобігають упорні кільця 10, що закріплені стопорними кільцями 11.

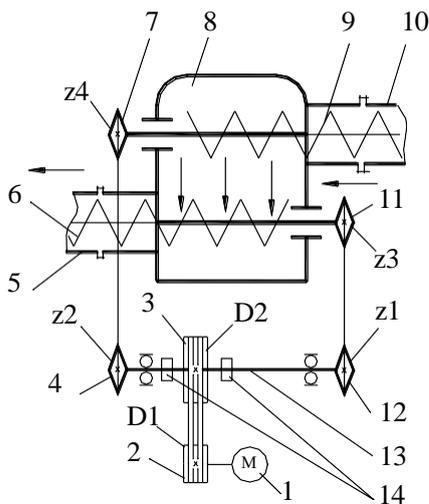


Рис.1. Кінематична схема експериментальної моделі ГПМ



Рис.2. Конструкція шарнірно з'єднаних робочих органів ГПМ

Працює муфта наступним чином. Крутний момент передається півмуфтами 2 і 3 через кульки 6 і пази півкруглої форми внутрішньої поверхні корпусу. У випадку виникнення перевантаження кульки 6, деформуючи пружини 7, входять в глухі циліндричні отвори 5 півмуфт 2 і 3, таким чином, відбувається проковзування їх по пазах півкруглої форми 8 внутрішньої поверхні корпусу. При зменшенні величини крутного моменту, під дією пружин, кульки відновлюють контакт з пазами півкруглої форми внутрішньої поверхні корпусу, тобто відновлюється функціонування пристрою. Компенсація неспіввісності валів відбувається за рахунок провертання півмуфт 2 і 3 на кульках 6 і переміщення в пазах півкруглої форми внутрішньої поверхні корпусу. В залежності від конструктивних розмірів муфта повноцінно функціонує при передачі крутного моменту в межах до 50 Н·м. Компенсуюча здатність складає від 5 до 50 мм при осьовому зміщенні, 2...5 мм – при радіальному зміщенні та до 20° – при кутовому зміщенні. Момент спрацювання регулюється змінними пружними елементами.

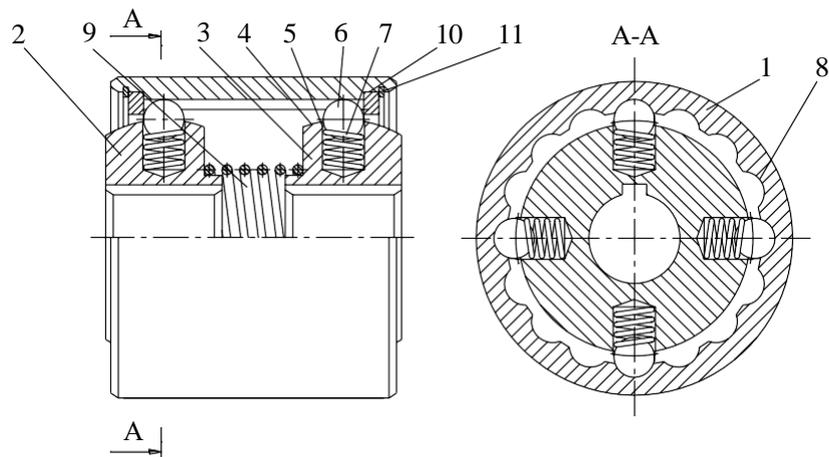


Рис.3. Запобіжно-компенсуюча муфта

Відповідно до теоретичних розрахунків, узагальнену формулу продуктивності запропонованого ГПМ з секційними робочими органами можна подати у вигляді:

$$Q = 45D^3 k_s k_c k_z n \varphi \gamma, \quad (1)$$

де D – зовнішній діаметр секції робочого органа;

$k_s = S/D$ – коефіцієнт кроку спіралі;

k_c – коефіцієнт зменшення швидкості транспортування і продуктивності внаслідок перегину шляху(кута нахилу конвеєра);

k_z – коефіцієнт, що враховує профіль гвинтової секції (різниця медіального та торцевого діаметрів);

n – частота обертання робочого органу;

φ – коефіцієнт наповнення конвеєра;

γ – насипна густина сипкого матеріалу.

Потужність при транспортуванні сипкого матеріалу в загальному випадку комбінованого шляху з прямолінійними і криволінійними ділянками визначається із залежності

$$N_T = QLC_{N_E}, \quad (2)$$

де Q – продуктивність ГПМ;

L – повна довжина траси, м;

$C_{N_E} = \sum_{i=1}^m \frac{l_i}{L} C_{N_i} + \sum_{j=1}^n \frac{l_{kj}}{L} C_{N_{kj}}$ – еквівалентна питома енергоємність ГПМ, кВт·год/(кН·м);

m, n – відповідно число прямолінійних і криволінійних ділянок;

l_i, C_{N_i} і $l_{kj}, C_{N_{kj}}$ – відповідно довжини і питомі енергоємності прямолінійних і криволінійних ділянок шляху.

Оскільки для уникнення пошкоджень внутрішньої поверхні гнучкого кожуха поверхня обертання гвинтової поверхні секції виконана бочкоподібної форми, то радіус її кривизни повинен бути меншим або рівним радіусу кривизни магістралі транспортування сипких вантажів. Основним завданням розрахунків є визначення величини мінімального зазору Δ між шарнірно з'єднаними секціями з врахуванням радіусу транспортування вантажу, довжини робочої секції, перепаду діаметрів бочкоподібної гвинтової секції, а також довжини та місця розташування шарнірних елементів з'єднання. Значення мінімального зазору Δ можна визначити із залежності

$$\Delta = 2 \frac{(l-a)}{\left(\frac{(l-a)}{\sin \left[\arctg \left(\frac{(l-a)}{(R_k - R_1)} \right) \right]} \right)} \times \left(\arctg \left[\frac{-2R_1^l - R_1 - l}{(2R_k^2 - 1) \sqrt{\frac{2}{k^2} - 2}} \right] - \arctg \left[\frac{(l-a)}{(R_k - R_1)} \right] \right) - 2a, \quad (3)$$

де R_k – радіус кривизни гнучкого кожуха;

R_1 – медіальний радіус бочкоподібної секції;

l – довжина половини секції;

a – відстань від центру вісі з’єднувального шарніра до торця секції.

Відповідно величина z , що вказує різницю між медіальним радіусом секції та торцевим, буде рівна

$$z = R_k - \sqrt{R_k^2 - l^2}. \quad (4)$$

На рис.4 наведені графічні залежності зміни продуктивності ГПМ з запропонованими секційними робочими органами з діаметром прохідного січення гнучкого кожуха $D_k=0,1$ м при транспортуванні сипких вантажів від зміни частоти обертання робочого органа. Встановлено, що продуктивність зростає прямо пропорційно із збільшенням кількості обертів, що узгоджується з теоретичними розрахунками.

Для встановлення залежності продуктивності від діаметру прохідного січення D_k гнучкого кожуха було досліджено процес транспортування сипких матеріалів робочими органами з різними зовнішніми діаметрами, але з постійними кутом підйому магістралі, зазором між секціями та кожухом при частоті обертання $n=450$ об/хв, графічні залежності, що характеризують зміну продуктивності ГПМ від зміни діаметру прохідного січення гнучкого кожуха наведені на рис.5.

Встановлено, що зміна радіусу кривизни магістралі та висоти піднімання на зміну продуктивності практично не впливають. При цьому об’ємний розхід для різних матеріалів знаходиться приблизно на одному рівні і визначається умовами в зоні завантаження.

На рис.6 наведені графічні залежності зміни величини крутного моменту в залежності від зміни радіусу кривизни магістралі в горизонтальному положенні для ГПМ з діаметром $D_k=0,1$ м при $n=450$ об/хв. Як видно із графіків, крутний момент збільшується при зменшенні радіусу кривизни магістралі, і ця залежність має гіперболічний характер.

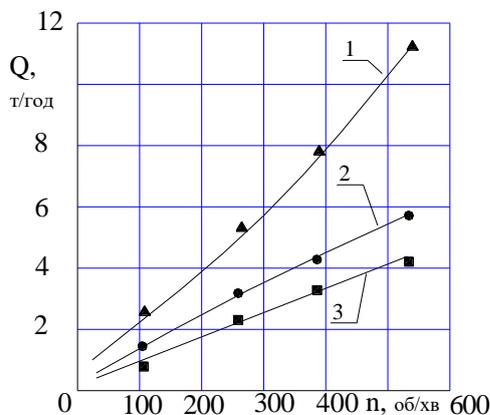


Рис.4. Залежність зміни продуктивності ГПМ від зміни частоти обертання робочого органа для:
1 – пісок, 2 – ячмінь, 3 – технічна сіль

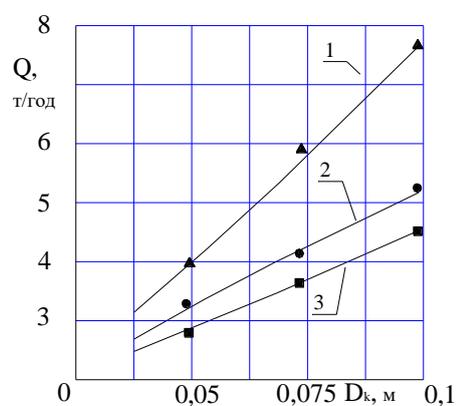


Рис.5. Залежність зміни продуктивності ГПМ від зміни діаметра поперечного січення гнучкого кожуха для:
1 – пісок, 2 – ячмінь, 3 – технічна сіль

На рис.7 показані графічні залежності зміни крутного моменту від зміни висоти транспортування для ГПМ з діаметром $D_k=0,1\text{ м}$ при $n=450\text{ об/хв}$.

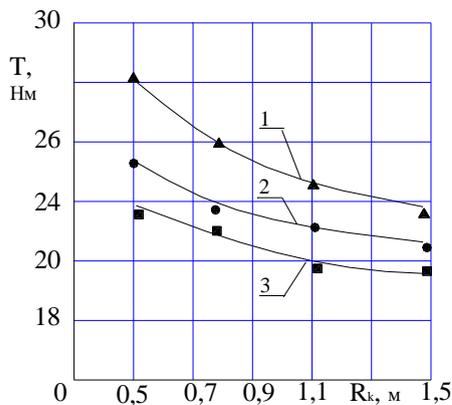


Рис.6. Залежність зміни величини крутного моменту ТТМ від зміни радіуса кривизни магістралі для:
1 – пісок, 2 – ячмінь, 3 – технічна сіль

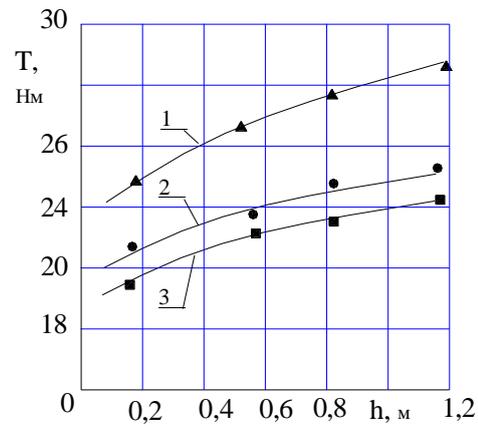


Рис.7. Залежність зміни величини крутного моменту ГПМ від зміни висоти транспортування матеріалів для:
1 – пісок, 2 – ячмінь, 3 – технічна сіль

Вказана залежність має нелінійний характер, причому результати експериментальних досліджень показують, що зміна величини моменту транспортування залежить не тільки від висоти піднімання вантажів, а також від розміщення магістралі в просторі.

На рис.8. показано залежність зміни крутного моменту від частоти обертання робочого органа ГПМ. Як видно з графіків, із збільшенням частоти обертів крутний момент зменшується.

Для ГПМ з відносно невеликою швидкістю обертання робочого органа, тобто з низьким коефіцієнтом динамічності, велику частину витрат становлять не виробничі затрати на подолання тертя гвинтової спіралі по гнучкому кожуху внаслідок неточності виготовлення спіралі, а також затрати на кінетичну енергію внаслідок ударної взаємодії робочого органу в кожух. При конструюванні гнучких робочих органів ГПМ таких типів не доцільно призначати частоту обертання робочих органів менше 400 об/хв внаслідок збільшення не виробничих затрат. При збільшенні частоти обертання не виробничі затрати зменшуються внаслідок центрування робочого органу по осі обертання, а також втягування вантажу в рівномірний гвинтовий рух.

При порівнянні продуктивності ГПМ з суцільною гвинтовим робочим органом та секційним встановлено, що продуктивність ГПМ з секційним робочим органом є меншою на 5-9%, але за питомими показниками, надійністю та довговічністю запропонований тип робочих органів є перспективнішим.

Важливим питанням при конструюванні робочих органів ГПМ є вивчення деформаційно-силових характеристик шарнірно з'єднаних секцій.

Визначалась деформація однієї секції (кута закручування θ) від величини крутного моменту T (рис.9). Також визначалась деформація двох шарнірно з'єднаних секцій, що тим самим показувало вплив шарнірного з'єднання на деформацію.

З графічних залежностей видно, що вони наближаються до прямолінійного закону розподілу. Збільшення довжини секції веде до пропорційного збільшення кута закручування, а шарнірне з'єднання практично не впливає на величину деформації, так як його жорсткість набагато вища жорсткості самої секції. Також можна зробити висновок, що максимальний крутний момент який призведе до поломки секції робочого органу на порядок більший, ніж крутний момент, потрібний для транспортування сипких вантажів розробленим ГПМ навіть в найважчих умовах.

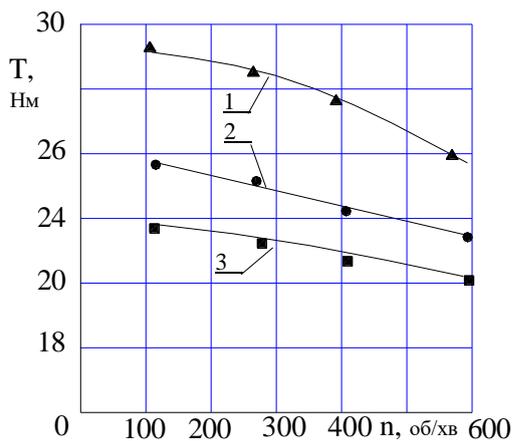


Рис.8. Залежність зміни величини крутного моменту ГПМ від зміни частоти обертання робочого органу для:
1 – пісок, 2 – ячмінь, 3 – технічна сіль

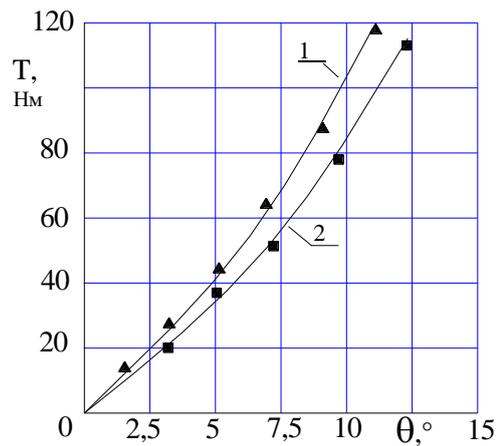


Рис.9. Залежність кута закручування секції θ робочого органу від крутного моменту T для:
1- $l = 0,1$ м, 2 - $l = 0,14$ м

Запропонована конструкція нового типу робочого органу є конкурентноздатною і може мати широке використання для транспортування сипких матеріалів в народногосподарському комплексі за показниками навантажувальної здатності, продуктивності, надійності та довговічності.

Results of experimental investigations of screw transporting mechanism which working body consists of the ellipsoid pivoting joint sections are presented. Analytical and graphic dependences to determine operating, power, technological and construction parameters of the given structure are suggested.

Література

1. Б.Гевко, Р.Лещук, С.Мельник. Визначення конструктивних параметрів шарнірного робочого органу гвинтового конвеєра. -Львів: Машинознавство, 1999, №7. -С. 48-50.
2. Патент України №32020А. Робочий орган гнучкого гвинтового конвеєра/ Лещук Р.Я., Гевко Р.Б., Опубл. 2000, Бюл.№7-11.
3. Пат. 1807971 АЗ (СССР). Винтовой конвейер. / Гевко Б.М., Пилипец М.И.и др.; Опубл. 1993, Бюл.№ 13.
4. Патент України №45618А. Пружньо компенсуюча муфта. Комар Р.В., Гевко І.Б., Лещук Р.Я., Опубл.2002, Бюл.№4.

Одержано 05.10.2003 р.