

УДК 621.867.42

А.Пік, канд. техн. наук

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ОСЬОВОЇ ТА КРУТИЛЬНОЇ ЖОРСТКОСТЕЙ ПРУЖНОГО ВАЛА ГНУЧКОГО ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА

Подано методику та результати експериментальних досліджень вісьової та крутної жорсткостей пружних валів різного конструктивного виконання. Виконано аналіз отриманих результатів і запропоновані напрямки вдосконалення робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів.

Для механізації процесу завантаження і розвантаження машин, як в стаціонарних, так і польових умовах, використовуються гнучкі гвинтові конвеєри (ГГК), що є мобільними і універсальними в роботі на прямолінійних і криволінійних трасах транспортування сипких матеріалів.

Пошук оптимальної конструктивної схеми гвинтових конвеєрів для транспортування сипких матеріалів на криволінійних магістралях привів до створення цілої гама шнекових робочих органів, що вирізняються як конструктивною різноманітністю, так і функціональним призначенням.

З метою підвищення ресурсу роботи та навантажувальної здатності вироблено ряд конструкцій пружних гвинтових робочих органів, що характеризуються низькою металомісткістю, високою згинною податливістю та ремонтоздатністю [1]. Однією з умов при конструюванні робочих органів була мінімізація кількості оригінальних деталей та їх типорозмірів для забезпечення автоматизованого виробництва.

Принципова схема пружного робочого органу гвинтового конвеєра подана на рис.1, він складається з пружного вала 1 та гвинтових лопатей 2, що переміщують сипкий матеріал. Пружний вал можна виконати з набору П-подібних пружних пластин, жорстко з'єднаних між собою і зміщених одна відносно одної на 90° за коловим напрямком (рис.1а). Більшу крутну жорсткість мають вали із спарених П-подібних пластин з V-подібними згинами (рис.1б) або кручених пластин, торці яких розташовані у взаємно перпендикулярних площинах (рис.1в).

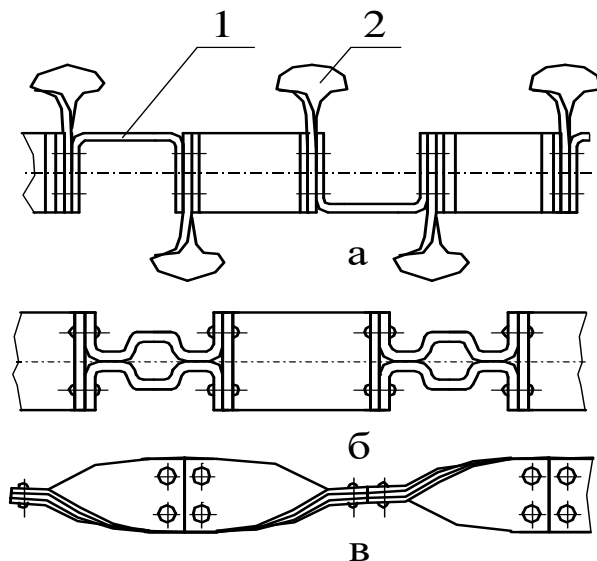


Рис.1. Пружні робочі органи ГГК.

Для встановлення функціонального зв'язку між силовими факторами, що виникають при транспортуванні матеріалів робочими органами гнучких конвеєрів, запропонована методика експериментальних досліджень та вироблені пристрої для їхнього виконання. Цими дослідженнями передбачено визначення величини пружної деформації валів з метою перевірки теоретичних розрахунків, а також встановлення їхньої границі пружності.

У процесі транспортування матеріалів на криволінійних трасах відбувається три види деформацій гвинтових робочих органів: розтяг-стиск (розтяг – на завантажувальній

магістралі; стиск – на вивантажувальній магістралі); згин і кручення. У зв'язку з тим, що в розроблених конструкціях робочих органів гнучких конвеєрів крутний момент передається винятково пружним валом, виконаним з окремих секцій, методикою

експериментальних досліджень передбачено встановлення взаємозв'язку між їхніми силовими та конструктивними параметрами. Також програмою експериментальних досліджень передбачено встановлення впливу зон з'єднань та способу кріплення окремих секцій на характер і розміри деформацій розтягу, кручення та згину робочих органів.

Пристрій для визначення вісьової жорсткості секцій гнучкого валу зображено на рис.2, він містить напівсферичні кінцівки 1, до яких механічно кріпиться досліджуваний вал 2. Кожна з кінцівок шарнірно з'єднана із штангами 3, жорстко закріпленими у вузлах, що забезпечують вісьове переміщення досліджуваного валу.

За базову установку використана розривна машина FP-10/1. Досліджувалися пружні робочі органи, виконані із секцій різної ширини B , товщиною δ і довжиною l_0 .

Методика експериментів така. Досліджуваний взірець попередньо навантажувався незначною силою, наприклад, 100Н, вимірювалася величина вісьової деформації. Потім штанги поверталися в початкове положення, і за допомогою штангенциркуля визначали загальну довжину валу. У випадку, коли деформація була винятково пружною, збільшувалася величина вісьового зусилля. Таким чином, досліди виконувалися або до крихкого руйнування взірця, або до виникнення пластичної деформації.

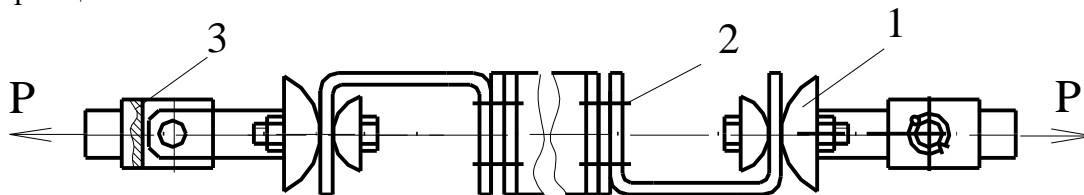


Рис.2. Спосіб і пристрій для визначення вісьової жорсткості гнучкого валу.

Для визначення крутної жорсткості була застосована розривна машина моделі Р-5, що забезпечувала дослідження елементів як на розтяг, так і на чисте кручення. У цьому випадку (рис.3), пружний вал 1 жорстко кріпився до фіксаторів 2, на їх торцевій циліндричній поверхні зроблені паралельні лиски, за допомогою яких фіксатори встановлювалися у затискний механізм обертових обойм.

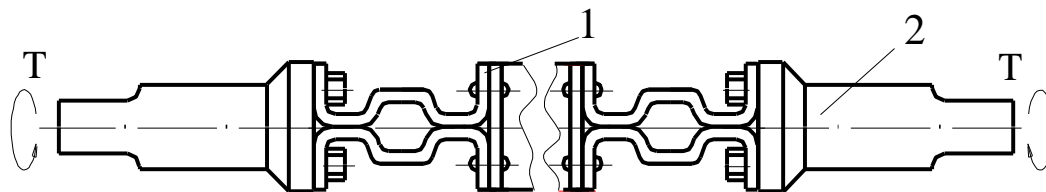


Рис.3. Спосіб і пристрій для визначення крутильної жорсткості гнучкого валу.

Дослідження виконувалися аналогічною методикою щодо розтягу. Варіанти досліджуваних валів на розривних машинах подані на рис. 4 і 5.

За результатами досліджень побудовані графічні залежності силового фактора (розтягувальна сила, крутний момент) від відносної деформації (видовження, закручування) пружного валу. Залежності подані на рис.6-8. Подання даних графіків через відносну деформацію пружних валів пояснюється різною довжиною їхнього виготовлення, окремі секції яких мають різні конструктивні параметри.

Аналіз рис.6 і 7 свідчить, що переваги мають вали, виконані з кручених елементів і спарених пластин, та вали з гофроподібними виступами над валами, з П-подібних пластин. Так, при виконанні різних типів секцій однієї товщини (1,5мм) для їх відносного видовження на 2 % для валів, виконаних з кручених елементів необхідно прикласти зусилля розтягу 5 кН, для валів із спарених пластин з гофроподібними виступами – 2кН, а для валів із П-подібних пластин – 0,15кН.

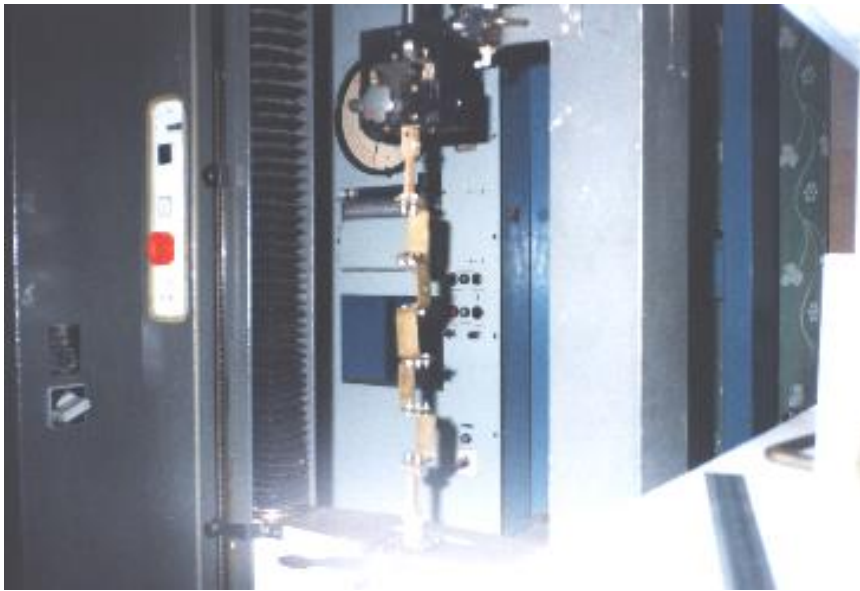


Рис.4. Загальний вигляд пружного вала при визначенні вісьової жорсткості на розривній машині FP-10/1.



Рис.5. Загальний вигляд пружного вала при визначенні крутної жорсткості на розривній машині P-5.

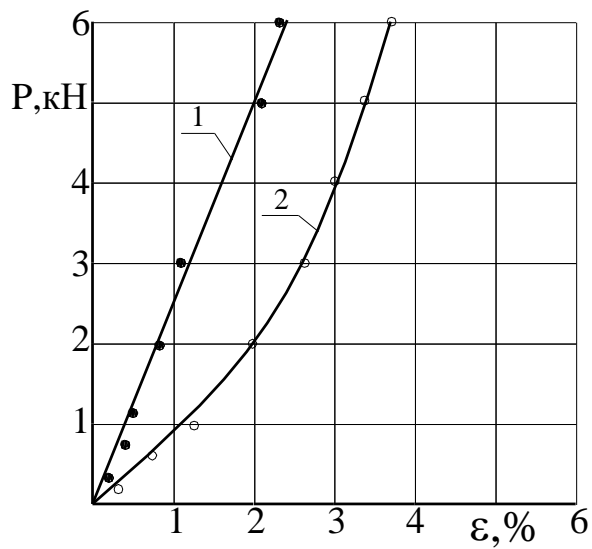


Рис.6. Залежність відносного видовження ϵ від вісьового зусилля P при розтязі:
1 – кручений елемент ($l_0=85\text{мм}$, $\delta=1,5\text{мм}$);
2 – вал із спарених пластин з гофроподібними виступами ($l_0=387\text{мм}$, $\delta=1,5\text{мм}$).

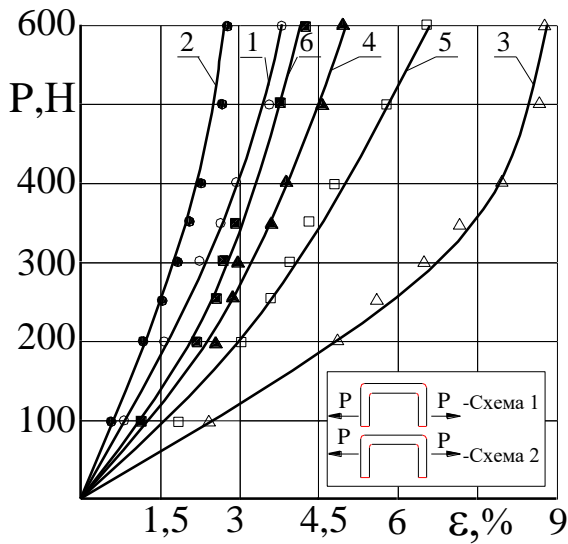


Рис.7. Зміна відносного видовження ϵ гнучких валів з П-подібних пластин (загальною довжиною l , довжиною елемента l_0 та товщиною δ) від зміни вісьового зусилля при заданих схемах навантаження:

- 1 – $l=308$ мм, $l_0=58$ мм, $\delta=2$ мм, схема 1;
- 2 – $l=510$ мм, $l_0=98$ мм, $\delta=2$ мм, схема 1;
- 3 – $l=294$ мм, $l_0=58$ мм, $\delta=1,5$ мм, схема 1;
- 4 – $l=294$ мм, $l_0=58$ мм, $\delta=1,5$ мм, схема 2;
- 5 – $l=506$ мм, $l_0=98$ мм, $\delta=1,5$ мм, схема 1;
- 6 – $l=506$ мм, $l_0=98$ мм, $\delta=1,5$ мм, схема 2.

Найвищою крутною жорсткістю (див. рис.8) характеризуються вали, виконані з кручених елементів. Так, для відносного кута закручування 10 град/м величина крутного моменту, який передає кручений вал у 5..10 разів перевищує момент, який передають інші типи валів при подібних конструктивних параметрах їхнього виконання.

Таким чином, у зонах розташування валів біля вузла приводу робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра доцільно застосовувати кручені секційні вали із спарених пластин, а в міру віддалення від зони приводу – більш податливі типи валів, оскільки, як свідчать результати експериментальних досліджень, згинна жорсткість крученого вала є найвищою порівняно з іншими типами валів, що обмежує маневровість робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра.

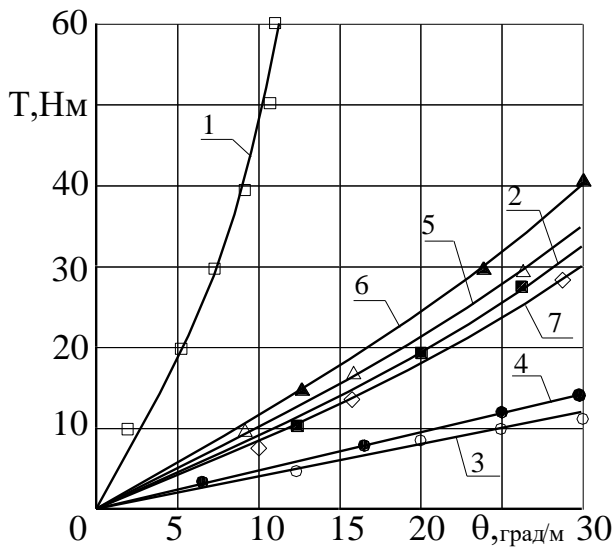


Рис. 8. Зміна відносного закручування θ гнучких валів від крутного моменту T :

- 1 – вал кручений ($l=426$ мм, $\delta=1,5$ мм);
- 2 – вал із спарених пластин з гофроподібними виступами ($l=426$ мм);
- 3 – вал з П-подібних пластин ($l=410$ мм, $l_0=98$ мм, $\delta=1,5$ мм);
- 4 – вал з П-подібних пластин ($l=308$ мм, $l_0=58$ мм, $\delta=1,5$ мм);
- 5 – вал з П-подібних пластин ($l=308$ мм, $l_0=58$ мм, $\delta=2$ мм);
- 6 – вал з П-подібних пластин ($l=410$ мм, $l_0=98$ мм, $\delta=2$ мм);
- 7 – крутий елемент ($l_0=85$ мм, $\delta=1,5$ мм).

Проте при транспортуванні сипких вантажів на криволінійних трасах потрібно досягати мінімальної згинної жорсткості робочого органу [2], а це призводить до зменшення товщини пластин.

Таким чином, для забезпечення функціональної придатності потрібно досягати збільшення крутної і вісьової та зменшення згинальної жорсткостей. На конструктивне розв'язання цього питання також впливатиме продуктивність робочого органу, що функціонально залежить від довжини пластин, що визначає віддаль між гвинтовими лопатями.

Отже, з експериментальних досліджень вималювалися напрямки удосконалення робочих органів, що ляжуть в основу оптимізації його конструктивно-технологічних параметрів.

In this article methods and results of the investigation of axial and twisting hardness of elastic shafts of different constructive execution are given. The analysis of received result is carried out.

Література

1. Пат.28967А Україна, В65G33/16,33/26. Робочий орган гнучкого гвинтового конвеєра/ А.І.Пік, Р.Б.Гевко (Україна).-№97115702; Заявл. 21.11.1997; Опубл. 16.10.2000. Бюл. №5-П.
2. Гевко Б.М., Рогатынский Р.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. – Львов: Вища школа, 1989. – 176 с.

Одержано 18.10.2001 р.