

## УДК 621.88

**Гевко І. Б., д.т.н., проф., Паливода Ю. Є., к.т.н., доц., Скиба О. П., к.т.н., Дубиняк Т. С., Мельничук А. Л.** (Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, м. Тернопіль),  
**Кондратюк О. М., к.т.н., доц.** (Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне)

### **ВЗАЄМОЗВ'ЯЗОК КОНСТРУКТИВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГВИНТОВИХ І ЗАХИСНИХ МЕХАНІЗМІВ ВІД ХАРАКТЕРУ НАВАНТАЖЕННЯ**

**В роботі вдосконалена схема взаємозв'язку конструктивних характеристик гвинтових і захисних механізмів від характеру навантаження. Розроблена пружно-запобіжна муфта гвинтового конвеєра, яка забезпечує плавний запуск шнека під час пуску привода та зменшення динамічних навантажень на конвеєр в процесі перенавантаження. Уточнена аналітична залежність визначення міцності шнека для ефективного підбору запобіжних муфт та їх налаштування на відповідний передавальний крутний момент та визначено допустимі крутильні моменти від конструктивних параметрів спіральних гвинтових робочих органів із Ст. 3.**

**Ключові слова:** гвинтовий конвеєр, механізм, пружно-запобіжна муфта, момент спрацювання, навантаження.

**Постановка проблеми.** Гвинтові конвеєри (ГК) знайшли використання у різних галузях економіки для переміщення сільськогосподарських культур, будівельних матеріалів, харчових та фармацевтичних продуктів, металевої стружки тощо. При їх експлуатації за рахунок нестабільності завантаження матеріалу та потрапляння сторонніх предметів часто виникають перевантаження, що призводять до значних деформацій і поломок елементів цих механізмів. Тому, для забезпечення надійної роботи ГК необхідно використовувати в їх конструкціях ефективні захисні механізми.

**Аналіз останніх досліджень.** Дослідженню ГК присвячені праці Германа Х. [6], Григор'єва А.М. [7], Зенкова Р.Л. [8], Гевка Б.М., Рогатинського Р.М., Пилипця М.І. [11], Ловейкіна В.С. [9] та інших. Основи кінето-статичного та динамічного дослідження запобіжних муфт, їх синтезу й конструювання, методик експериментальних досліджень заклали Решетов Д.М. [14], Тєпінкічєв В.К. [15], Поляков В.С., Ряховський О.А., Барбаш І.Д. [13], Малащенко В.О. [10], Нагорняк С.Г., Луців І.В. [12] та інші. Проте питання ефективного захисту ГК і проектування та підбору ефективних захисних механізмів для них є недо-

статньо вивчені.

**Мета роботи.** Метою роботи є розроблення класифікації перевантажень, що виникають у ГК в процесі експлуатації, і на її основі створення моделі вибору захисних механізмів.

**Постановка завдання.** Розробити класифікацію перевантажень, що виникають у ГК в процесі експлуатації, і на її основі створити модель вибору захисних механізмів виходячи з їх конструктивних і технологічних особливостей.

**Результати досліджень.** Під час транспортування вантажів ГК виникають перевантаження, що зумовлені як технологічними процесами виконання операцій, так і випадковими явищами, які призводять до значних деформацій і поломок гвинтових робочих органів. Перевантаженням технологічного характеру можна запобігти при забезпеченні раціонального заповнення транспортованим матеріалом міжвиткового простору шнека ГК, та вдосконалюючи механізми завантаження (бункери, живильники та насадки) [4; 5]. Виникнення випадкових перевантажень важко передбачити і запобігти їм можна використовуючи в конструкціях приводів ГК запобіжні муфти [1; 3; 10; 12-15], з яких до найбільш розповсюджених слід віднести фрикційні, кулачкові та кулькові запобіжні муфти.

Вибір конструкції ГК залежить від їх ціни, продуктивності, витрат енергії на виконання процесу, на обслуговування та ремонт, втрат від пошкодження при транспортуванні, габаритів, безпеки експлуатації, довжини траєкторії транспортування і можливості зміни її кривизни, висоти підйому тощо. При виборі та оцінці конструкції ГК слід враховувати, що надійність експлуатації має не менш важливе значення, як його продуктивність, ціна та вартість експлуатації. Тому при розробці конструкцій ГК акцент слід робити на надійність та безвідмовність в роботі, продуктивність та безпеку експлуатації. Це, в свою чергу, залежить від правильного підбору захисних пристроїв, що мають забезпечити захист від перевантаження ГК, до яких належать запобіжні та пружні муфти, бункерні захисні решітки, захисні насадки та огорожуючі захисні елементи. Для ефективного вибору захисних пристроїв у конструкціях ГК нами вдосконалено схему взаємозв'язку конструктивних характеристик гвинтових і захисних механізмів від характеру навантаження (рис. 1) [2]. Користуючись даною схемою можна підібрати адекватні захисні механізми ГК, а саме бункерні захисні решітки для вивантажуючих магістралей шнеків, захисні насадки для завантажуючих магістралей, огорожуючі захисні



елементи для підбирачів, запобіжні, пружні чи пружно-запобіжні муфти, що поєднують функціональні характеристики обох видів.

Проте далеко не всі конструкції запобіжних муфт у повній мірі задовольняють поставлені перед ними вимоги по ефективному розімкненню кінематичного ланцюга у разі виникнення перевантаження в ГК.

Більшість запобіжних муфт імпульсного типу застосовуються при невеликих швидкостях, малих крутних моментах і махових масах з'єднувальних частин, оскільки при високих швидкостях і великих масах такі муфти створюють багаторазові перевантаження в момент повторних включень, що призводять до швидкого зносу поверхонь кулачків і кульок та нестабільності передавального крутного моменту. З метою підвищення ефективності функціонального призначення нами розроблена пружно-запобіжна муфта ГК, яка забезпечує плавний запуск шнека під час пуску привода та зменшення динамічних навантажень на конвеєр в процесі перенавантаження (рис. 2). Муфта складається з ведучої півмуфти, що включає маточину 1, до якої болтами 4 закріплено ведучий фланець 3, в якому рівномірно по колу встановлено знімні лунки 5, та веденої півмуфти, яка складається з цапфи 2, на якій розташовані з можливістю осьового зміщення диск з отворами під елементи зачеплення 8 та торцевий диск 9. Півмуфти взаємодіють між собою через підшипник 12 та лунки 5, в контакт з якими знаходяться конічні стержні 6 та кульки з пружного матеріалу 7, які розташовані в отворах диска 8. Величина передачі моменту регулюється натягом пружини стиску 10 гайками 11. В середині цапфи 2 між нерухомим 13 та рухомим в радіальному напрямку 16 фланцях розташовано кулачкові елементи зачеплення 14 та пружину скручування 15, яку закріплено у нерухомому 13 та рухомому 16 фланцях. Нерухомий фланець 13 жорстко закріплено до лівого торця цапфи 2, а рухомий фланець 16 до втулки 17, яка виконує роль внутрішньої обойми підшипника ковзання в цапфі 2. З правої сторони рухомого фланця 16 виконано хвостовик, який агрегатується із шнеком 19, що знаходиться в гнучкому кожусі 20, який завантажуються із бункера 21. При пуску привода 18 пружина скручування 15 дозволяє забезпечити плавний запуск шнека 19 шляхом скручування і поступового введення в зачеплення елементів муфти. При перевантаженні проходить розчеплення півмуфт. При наступних змиканнях півмуфт в режимі буксування кульки з пружного матеріалу 7 і пружина скручування 15 виконують роль демпферів. Така конструкція муфти забезпечує надійний захист ГК, особливо гнучких.

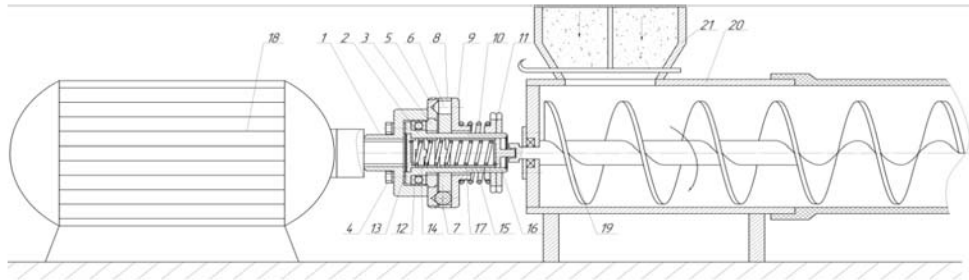


Рис. 2. Гвинтовий конвеєр обладнаний пружно-запобіжною муфтою

Вибір бункерних захисних решіток, захисних насадок та огорожуючих захисних елементів є нескладним процесом і залежить від розмірів частинок транспортованого вантажу та продуктивності ГК і необхідності дотримання умови їх ефективного завантаження, а модель вибору ЗМ для ГК розроблено в [2; 3]. Розрахунок обертального моменту, який повинен передаватись гвинтовим робочим органом і при перевищенні якого спрацьовує вибрана запобіжна муфта, представлено нижче.

Під час транспортування вантажу у ГК гвинтовий робочий орган піддається дії крутного моменту. Розрахункова схема представлена на рис. 3.

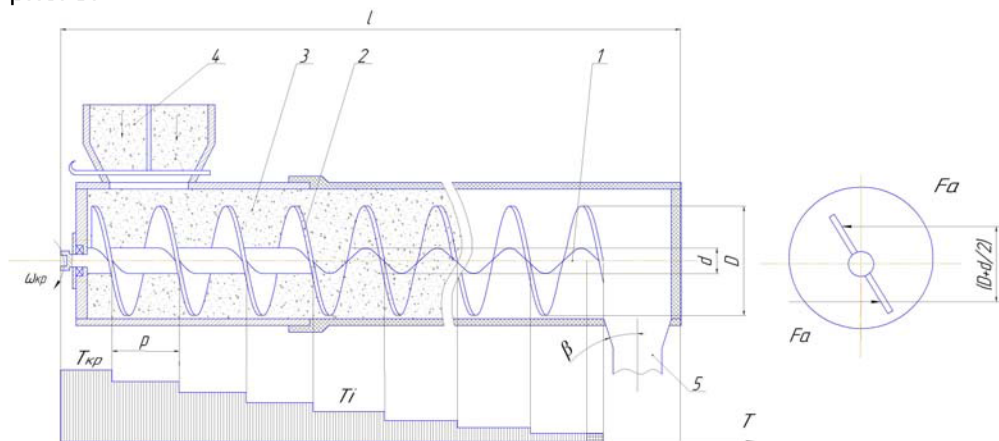


Рис. 3. Розрахункова схема визначення сил і пружних деформацій гвинтового робочого органу: 1 – гвинтовий елемент; 2 – робочий орган; 3 – насипний вантаж; 4 – бункер для завантаження; 5 – вихідний отвір;  $L$  – довжина шнека;  $p$  – крок гвинтового робочого органу;  $\beta$  – кут при вершині вихідного отвору

Зусилля, яке сприймають витки гвинтового елемента під час роботи, можна визначити за залежністю [2]:

$$T = k_{\beta} \cdot k_p \cdot F_a \cdot \left( \frac{D + d}{2} \right) \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi), \quad (1)$$

де  $T$  – крутний момент, що сприймає спіраль, Нм;  $F_a$  – значення осьової сили, Н;  $\alpha$  – кут підйому витка спіралі по його середньому діаметру, град.;  $\varphi$  – зведений кут тертя у зоні контакту «спіраль-вантаж», град.;  $D, d$  – найбільший і найменший діаметри спіралі, м;  $k_{\beta}$  – коефіцієнт, що залежить від умов вивантаження матеріалу, для вільного вивантаження  $k_{\beta} = 1$ ;  $k_p$  – коефіцієнт, що залежить від розподілу матеріалу по витку спіралі.

Для горизонтального тихохідного ГК, в якому виникає найбільше тертя при переміщенні вантажів, осьове зусилля  $F_a$  можна знайти через вагу вантажу, що знаходиться між витками, тобто:

$$F_a = k_n \cdot k_{\mu} \cdot \gamma \cdot g \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \cdot L, \quad (2)$$

де  $k_n$  – коефіцієнт заповнення ГК;  $k_{\mu}$  – приведений коефіцієнт тертя, для тихохідних ГК  $k_{\mu} = f$ ;  $f$  – коефіцієнт тертя вантажу по жолобу;  $\gamma$  – густина вантажу, кг/м<sup>3</sup>;  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>.

Тоді

$$T_{кр} = \sum_{i=1}^n T_i;$$

$$T_i = k_{\beta} \cdot k_p \cdot k_n \cdot k_{\mu} \cdot \gamma \cdot g \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \cdot \frac{L^2}{p} \cdot \left( \frac{D + d}{2} \right) \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi), \quad (3)$$

де  $n$  – число витків спіралі на довжині гвинтового робочого органу,  $n = L / p$ .

Звідси:

$$\tau_{\max} = \frac{T_{кр}}{W_p} \leq [\tau], \quad (4)$$

де  $W_p$  – полярний момент опору перерізу.

З цієї умови міцності визначається переріз гвинтового робочого органу на будь-якій ділянці.

Як видно з розрахункової схеми, гвинтовий робочий орган піддається максимальному навантаженню у місці кріплення його з приводом. Отже і запобіжні та пружно-запобіжні муфти та інші елементи

захисту ГК повинні підбиратись і налаштовуватись використовуючи отримані аналітичні залежності.

Використавши відповідне програмне забезпечення визначено допустимі крутильні моменти (таблиця), які приводять до руйнування спіралей (безвальних) різних конструктивних виконань із Ст. 3. При цьому жорсткість спірального гвинтового робочого органу визначається по формулі:

Таблиця

Залежність допустимих крутильних моментів від конструктивних параметрів спірального гвинтового робочого органу (Ст. 3)

№ з/п	Зовнішній діаметр шнека (D), мм	Ширина витка шнека (B), мм	Товщина витка шнека (H), мм	Довжина шнека (L), мм	Жорсткість шнека (Cк), Н·м/рад.	Допустимий крутильний момент (T), Н·м
1	100	20	2	1000	840	59
2	110	25	2,5	2000	932	65
3	120	30	3	3000	1181	82
4	150	40	2	4000	280	19,5
5	160	20	2,5	5000	205	14,3
6	100	30	3	6000	709	49,5
7	110	40	2	500	3054	214
8	120	20	2,5	1000	1367	95
9	140	30	3	2000	1519	106
10	100	20	2	6000	140	10
11	140	40	3	3000	1350	94
12	110	20	2	4000	191	14
13	120	30	2,5	5000	410	29
14	100	20	3	2000	1417	99
15	120	30	2	3000	350	24,4
16	140	40	2,5	6000	390,6	27,3
17	100	30	2	1000	1260	88
18	120	20	3	2000	1181	82
19	130	30	2,5	3000	631	44
20	140	40	2	5000	240	17
21	110	30	3	3000	1289	90
22	100	35	1,5	500	1240	87
23	150	25	2	1000	700	49
24	125	30	2,5	2000	984	69
25	130	40	3	3000	1454	101

продовження таблиці

26	135	30	2	4000	233	16
27	140	35	2,5	5000	410	29
28	100	30	3	6000	709	49
29	120	25	2,5	3000	570	40
30	125	20	2	2000	336	23

$$C = \frac{\cos(\alpha)}{\pi \cdot D \cdot n \cdot \left( \frac{\sin(\alpha)^2}{\eta \cdot B \cdot H^3 \cdot G} + \frac{\cos(\alpha)^2}{B \cdot H^3 \cdot \frac{E}{12}} \right)}, \quad (5)$$

де  $C$  – жорсткість шнека, Н·м/рад.;  $B$  – ширина витка спіралі, мм;  $H$  – товщина витка спіралі, мм;  $E$  – модуль пружності матеріалу шнека першого роду, МПа;  $G$  – модуль пружності матеріалу шнека другого роду, МПа;  $\eta$  – коефіцієнт, що враховує співвідношення  $B/H$ .

#### Висновки:

1. Вдосконалено схему взаємозв'язку конструктивних характеристик гвинтових і захисних механізмів від характеру навантаження.

2. Розроблено пружно-запобіжну муфту гвинтового конвеєра, яка забезпечує плавний запуск шнека під час пуску привода та зменшення динамічних навантажень на конвеєр в процесі перенавантаження.

3. Уточнено аналітичну залежність визначення міцності шнека для ефективного підбору запобіжних муфт та їх налаштування на відповідний передавальний крутний момент та визначено допустимі крутильні моменти від конструктивних параметрів спіральних гвинтових робочих органів із Ст. 3.

1. Гевко І. Б. Розробка і дослідження низькочастотних пристроїв для виконання технологічних процесів гнучкими гвинтовими конвеєрами : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.20.01 «Механізація сільськогосподарського виробництва» / І. Б. Гевко. – Луцьк, 1997. – 18 с.

2. Гевко І. Взаємозв'язок між конструктивними характеристиками гвинтових механічних систем і захисних механізмів та характеристики навантаження / І. Гевко // Вісник ТНТУ. – 2012. – № 3 (67). – С. 217–225. 3. Гевко І. Модель вибору запобіжних муфт гвинтових транспортно-технологічних механізмів машин [Текст] / І. Гевко // Вісник Тернопільського державного



технічного університету – 2010. – Т. 15, № 1. – С. 66–72. **4.** Гевко І. Б., Тарасюк Ю. М., Клендій В. М. Обґрунтування параметрів гвинтових завантажувачів. Міжвузівський збірник (за галузями знань "Машинобудування та машинообробка", "Інженерна механіка", "Металургія та матеріалознавство") "Наукові нотатки". Випуск 44, ЛНТУ. Луцьк, 2014. – С. 57–62. **5.** Гевко, І. Б. Аналіз конструкцій і розрахунок завантажувальної здатності насадок гвинтових конвеєрів [Текст] / І. Б. Гевко // Збірник наукових праць Національного аграрного університету. – Київ, 2000. – Т. 7. – С. 160–163. **6.** Герман Х. Шнековые механизмы в технологии ФРГ. Перев. с нем. [Текст] / Х. Герман. – Л. : Химия, 1975. – 230 с. **7.** Григорьев А. М. Винтовые конвейеры [Текст] / А. М. Григорьев. – М. : Машиностроение, 1972. – 184 с. **8.** Зенков Р. Л. Машины непрерывного транспорта / Р. Л. Зенков, И. И. Ивашков, Л. Н. Колобов. – М. : Машиностроение, 1987. – 320 с. **9.** Ловейкин В. С. Динамическая оптимизация подъемных машин / В. С. Ловейкин, А. П. Нестеров – Луганськ : Вид-во СНУ, 2002. – 387 с. **10.** Малащенко В. О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків / В. О. Малащенко – Львів : Нац. Ун-т «Львівська політехніка», 2006. – 196 с. **11.** Механізми з гвинтовими пристроями / [Б. М. Гевко, М. Г. Данильченко, Р. М. Рогатинський та ін.]. – Львів : Світ, 1993. – 208 с. **12.** Нагорняк С. Г. Предохранительные механизмы металлообрабатывающего оборудования: Справочник / С. Г. Нагорняк, И. В. Луцив. – Киев : Техника, 1992. – 72 с. **13.** Поляков В. С. Справочник по муфтам / В. С. Поляков, И. Д. Барабаш, О. А. Ряховский. – Л. : Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1974. – 352 с. **14.** Решетов Д. Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов / Д. Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1989. – 469 с. **15.** Тепинкевич В. К. Предохранительные устройства от перегрузок станков / В. К. Тепинкевич. – М. : Машиностроение, 1969. – 157 с.

Рецензент: д.т.н., професор Налобіна О. О. (НУВГП)

---

**Hevko I. B., Doctor of Engineering, Professor, Palyvoda Y. Y., Candidate of Engineering, Associate Professor, Skyba O. P., Candidate of Engineering, Dubyniak T. S., Melnychuk A. L.** (Ternopil Ivan Puluj National Technical Universtiy, Ternopil)  
**Kondratiuk O. M., Candidate of Engineering, Associate Professor** (National University of Water and Environmental Engineering, Rivne)

#### **THE INFLUENCE OF SCREW AND PROTECTING MECHANISMS' STRUCTURAL CHARACTERISTICS ON LOADING CONDITIONS**

**To select effectively the protective devices for screw conveyors designs, we have improved the scheme of interconnection of the struc-**

tural characteristics of screw and protecting mechanisms and the loading conditions. The design of elastic-safety clutches of screw conveyor is worked out in this work. It allows smooth launching of auger during the drive start-up as well as reducing the dynamic loads on the conveyor during overload. The analytical dependence of determining the auger strength for effective selection of safety clutches and their configuration to the appropriate torque transmission is concretized. Based on structural parameters of screw working bodies, the permissible torque is defined in Article 3.

**Keywords:** screw conveyor, mechanisms, elastic-safety clutches, moment of exception, loadings.

---

**Гевко И. Б.**, д.т.н., проф., **Паливода Ю. Е.**, к.т.н., доц., **Скиба А. П.**, к.т.н., **Дубиняк Т. С.**, **Мельничук А. Л.** (Тернопольский национальный технический университет им. Ивана Пулюя, г. Тернополь)

**Кондратюк А. М.**, к.т.н., доц. (Национальный университет водного хозяйства и природопользования, г. Ровно)

### **ВЗАИМОСВЯЗЬ КОНСТРУКТИВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ВИНТОВЫХ И ЗАЩИТНЫХ МЕХАНИЗМОВ ОТ ХАРАКТЕРА НАГРУЗКИ**

**В работе усовершенствована схема взаимосвязи конструктивных характеристик винтовых и защитных механизмов от характера нагрузки. Разработана упруго-предохранительная муфта винтового конвейера, которая обеспечивает плавный запуск шнека во время запуска привода и уменьшения динамических нагрузок на конвейер в процессе перегрузок. Уточнена аналитическая зависимость определения прочности шнека для эффективного подбора предохранительных муфт и их настройка на определённый передаваемый крутящий момент, определены допустимые крутящие моменты от конструктивных параметров спиральных винтовых рабочих органов из Ст. 3.**

**Ключевые слова:** винтовой конвейер, механизм, упруго-предохранительная муфта, момент срабатывания, нагрузка.

---