

Р.Гевко. Обґрунтування параметрів захисних механізмів шнекових транспортерів / Р.Гевко, О.Клендій // Вісник ТНТУ. — 2013. — Том 70. — № 2. — С.103-113. — (машинобудування, автоматизація виробництва та процеси механічної обробки).

УДК 631.358.42

Р. Гевко¹, докт. техн. наук; О. Клендій²

¹Тернопільський національний економічний університет

²Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ЗАХИСНИХ МЕХАНІЗМІВ ШНЕКОВИХ ТРАНСПОРТЕРІВ

Резюме. Представлено конструкцію шнекового транспортера із запобіжним пристроєм, використання якої дозволяє підвищити ефективність функціонування конвеєрів в екстремальних умовах експлуатації. З метою усунення заклинювання робочого органу шнекового транспортера при переміщенні матеріалу запропоновано використовувати запобіжний пристрій з розділеними в часі режимами буксування та осьового зміщення шнека для автоматичного відновлення робочого стану конвеєра. Також проведено силовий аналіз роботи захисного механізму, основним призначенням якого є визначення залежності крутного моменту від провертання півмуфта на різних етапах спрацювання запобіжного пристрою. Аналіз графічних залежностей дає змогу комплексно оцінити інтенсивність впливу того чи іншого параметра на величину крутного моменту на різних етапах роботи запобіжного пристрою, а також є основою для розроблення інженерної методики проектування його конструктивно-технологічних параметрів.

Ключові слова: шнековий транспортер, запобіжний пристрій, півмуфта, крутний момент, канавка.

R. Gevko, O. Klendiy

INTERPRETING OF PARAMETERS OF THE SCREW CONVEYORS PROTECTIVE MECHANISMS

Summary. Screw conveyors have been widely used for transporting of bulk and lump materials in different manufacturing processes. But while transporting there can happen jamming of screw operating unit caused by the gap between the screw rotation surface and the guide pipe internal surface. To recapitulate the conveyor operating capacity the jammed screw edge must be moved aside along the axial direction from the contact with the material and then, after the removal of overloading, the drive elements must provide the initial location of the operating unit for transporting of the material in the unloading area.

Conventional principle of the jammed operating unit reversing is performed using the planetary safety devices, that provide the reverse screw flight from an insufficient rotation angle to some complete rotations with the further recovering of the initial location. The method of axial moving aside of the jammed screw operating unit, using ball safety clutch, where profile grooves were made both in exit and entrance from the clutch, is acceptable as well.

Design of the screw conveyor with the safety device, application of which makes possible raise the efficiency of the conveyors operation in the extreme operating conditions, is presented in the article. To prevent the jamming of the screw conveyor operating unit while transporting material, safety device with separated in time skidding regimes and the axial displacement of the screw for the automatic recovering of the conveyor operating state, has been proposed to be applied.

Power analysis of the protective mechanism operation, designed to find the dependence of the torque on the semiclutches turning at different stages of the safety device response, has been carried out. Analysis of the graphic dependences makes possible to estimate completely the effect intensity of this or other parameter on the torque size at different stages of the safety device operation, as well as is the basis for the development of the engineering method for the design of its construction – manufacturing parameters.

Key words: screw conveyor, safety device, semiclutch, torque, groove.

Умовні позначення:

T_{1n} – максимальний крутний момент при контакті з плоскою поверхнею лунки;

T_{1o} – максимальний крутний момент при контакті з опуклою поверхнею лунки;

T_{1e} – максимальний крутний момент при контакті з увігнутою поверхнею лунки;

T_2 – максимальний крутний момент, який виникає при виході кульки з лунки на похилу робочу канавку;

T_3 – максимальний крутний момент, який виникає при переміщенні кульки по похилій робочій канавці;

T_4 – максимальний крутний момент, який виникає при переміщенні кульки по похилій зворотній канавці;
 F_{np} – сила пружини;
 F_n – нормальна сила;
 $F_{тр}$ – сила тертя;
 F_p – результуюча сила;
 F_o – осьова сила;
 F_k – колова сила;
 D – діаметр розташування кульок;
 r – радіус кульки;
 c – жорсткість пружини;
 δ_0 – попередній натяг пружини;
 h – максимальна величина переміщення кульок по плоскій поверхні лунок;
 R – радіус профілю криволінійної поверхні лунок;
 α_1 – кут нахилу лунки з плоскою поверхнею;
 α_{1o} – кут нахилу лунки з опуклою поверхнею;
 $\alpha_{1в}$ – кут нахилу лунки з увігнутою поверхнею;
 α_2 – кут між нормальною і коловою силами при виході кульки з лунки на похилу робочу канавку;
 α_3 – кут між нормальною і коловою силами при переміщенні кульки по похилій робочій канавці;
 α_4 – кут між нормальною і коловою силами при переміщенні кульки по похилій зворотній канавці;
 β – кут нахилу робочої канавки на торцевій поверхні ведучої півмуфти;
 γ – кут нахилу зворотної канавки на торцевій поверхні ведучої півмуфти;
 f – коефіцієнт тертя;
 φ – кут тертя;
 ρ – кут відносного провертання півмуфти;
 δ – максимальне осьове переміщення веденої півмуфти (зазор між півмуфтами);
 x – біжуче осьове переміщення;
 x_1 – біжуча величина зачеплення кульки і лунки;
 x_2 – біжуча величина виходу кульки з канавки;
 x_3 – біжуча величина входу кульки у канавку.

Постановка проблеми. Шнекові транспортери отримали значне використання при переміщенні сипких і кускових матеріалів у різних виробничих процесах. Однак при транспортуванні матеріалів унаслідок наявності зазору між поверхнею обертання шнека та внутрішньою поверхнею направляючої труби можливі заклинювання гвинтового робочого органу. Для відновлення працездатності конвеєра необхідно відвести в осьовому напрямку заклинене ребро шнека від контакту з матеріалом. У подальшому, після зняття перевантаження, елементи привода повинні забезпечити початкове положення робочого органу для транспортування матеріалу в зону вивантаження.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Відомий принцип реверсування заклиненого робочого органу, який виконується за допомогою планетарних запобіжних пристроїв, що забезпечують зворотне провертання шнека від незначного кута повороту до кількох повних обертів з наступним відновленням початкового положення. Також можливий спосіб осьового відведення заклиненого гвинтового робочого органу за допомогою кулькових запобіжних муфт із профільним виконанням лунок як при виході із зачеплення, так і при їх входженні [1; 2; 3; 4].

Аналіз відомих досліджень показав, що основними недоліками існуючих запобіжних пристроїв, які забезпечують реверсування перевантажених робочих органів є їх конструктивна й технологічна складність, велика матеріаломісткість, ненадійність у роботі. Також вони мають значні габаритні розміри, а при їх роботі виникають великі

динамічні навантаження внаслідок значних сил інерції ведених ланок приводу та робочого органу з автоматичним відновленням його початкового положення.

Мета роботи. Підвищити ефективність функціонування шнекових транспортерів в екстремальних умовах експлуатації шляхом розроблення та обґрунтування раціональних параметрів запобіжного механізму шнекового робочого органу.

Постановка завдання. Розробити нову конструкцію захисного пристрою шнекового конвеєра для осевого відведення робочого органу шнекового транспортера при виникненні перевантаження та забезпечення відновлення його початкового положення, а також теоретично обґрунтувати конструктивні та силові параметри захисного механізму.

Результати дослідження. З метою підвищення експлуатаційних показників гвинтових конвеєрів розроблено запобіжний пристрій для шнекового транспортера [5].

На рис. 1 зображена схема шнекового транспортера із запобіжним пристроєм.

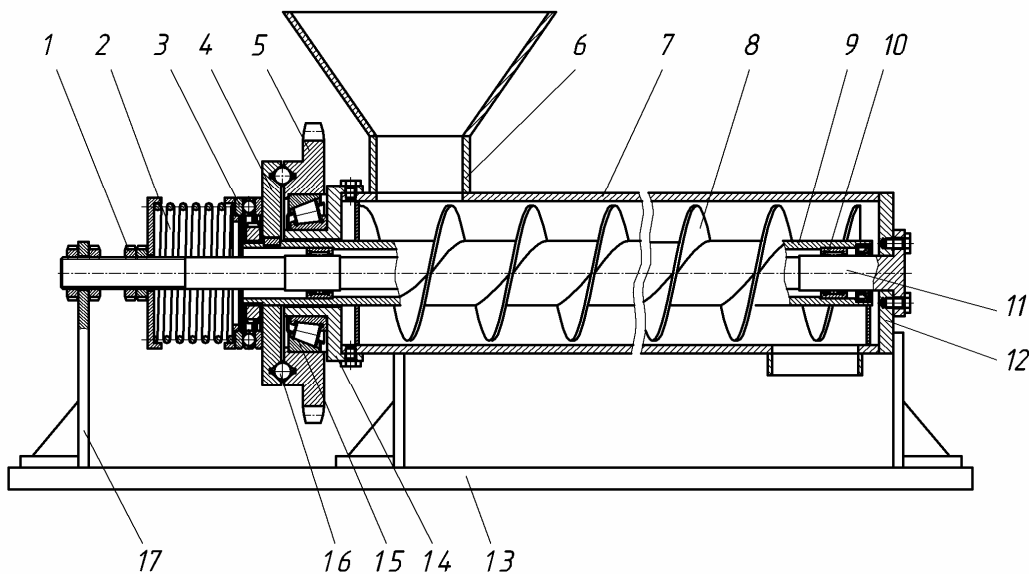


Рисунок 1. Шнековий транспортер із запобіжним пристроєм

Figure 1. Screw conveyor with the safety device

Він складається з рами 13, на якій розміщений бункер 6 і корпус транспортера 7. У корпусі транспортера розташований гвинтовий живильник 8, вал якого виконано у вигляді труби 9, в середину якої через підшипники 6 встановлено суцільний вал 11, жорстко закріплений правим фланцем 12 у корпусі. З лівого боку суцільний вал жорстко закріплений у стійці 17. На лівому фланці 14 через радіально-упорний підшипник 15 встановлено запобіжний пристрій, виконаний у вигляді ведучої півмуфти 5, яка за допомогою кульок 16 взаємозв'язана з веденою півмуфтою 4. Півмуфта 4 жорстко закріплена на трубі живильника і за допомогою упорного підшипника 3 підтиснена пружним елементом 2. За допомогою гайки 1 відбувається регулювання крутного моменту, який передає запобіжний пристрій.

Робота шнекового транспортера із запобіжним пристроєм здійснюється таким чином. Сипкий матеріал через бункер потрапляє в корпус транспортера на гвинтовий живильник, який здійснює обертовий рух і транспортує його в напрямку вивантаження. При попаданні неподібнювальних тіл у зону між поверхнею обертання шнека і внутрішньою поверхнею корпуса транспортера виникає заклинювання й зупинка гвинтового живильника.

З метою усунення заклинення робочого органу шнекового транспортера при передаванні крутного моменту запропоновано використовувати запобіжний пристрій

[6] з розділеними в часі режимами буксування та осьового зміщення шнека для відновлення робочого стану конвеєра, конструктивна схема якого та загальний вигляд робочої поверхні ведучої півмуфти зображено на рис. 2.

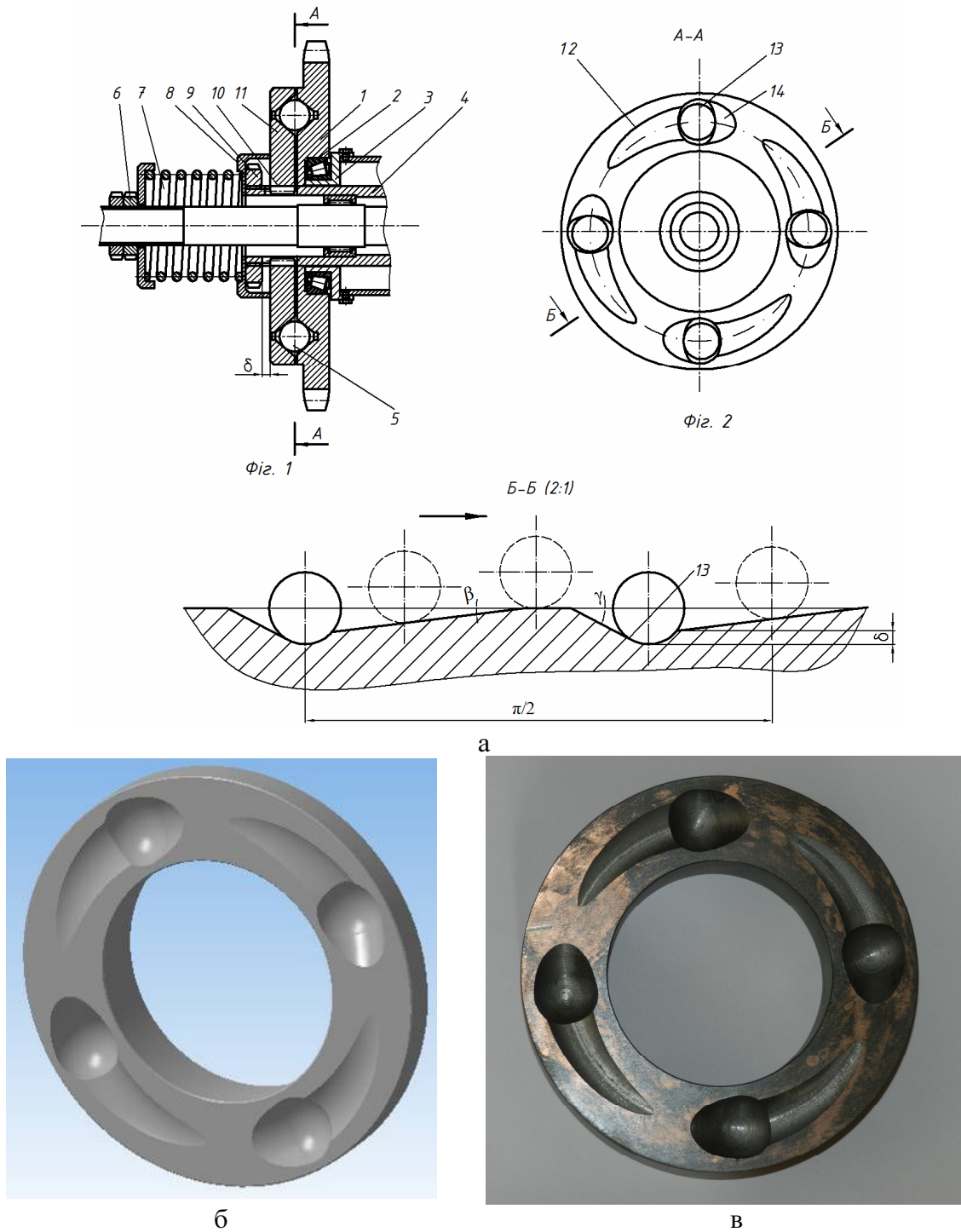


Рисунок 2. Конструктивна схема запобіжного пристрою (а) та загальний вигляд робочої поверхні ведучої півмуфти; б – модель, виконана в КОМПАС 3D; в – загальний вигляд виготовленої пів муфти

Figure 2. Construction scheme of the safety device (a) and general appearance of the driving semicoupling working surface; б – model made in KOMPAS 3D; в – a general appearance of the produced semicoupling

Запропонована конструкція запобіжного пристрою дозволяє суттєво зменшити динамічне навантаження на привод і сили інерції в кульках муфти, що значно підвищує довговічність та експлуатаційні характеристики.

Запобіжний пристрій (рис. 2а) складається із ведучої півмуфти 1, яка за допомогою радіально-упорного підшипника 2 встановлена у корпусі 3. На торцевій поверхні веденої півмуфти 11 закріплені кульки 5, які розміщені попарно на різних діаметрах. Кульки 5 входять у зачеплення з лунками 13 ведучої півмуфти 1. Ведена півмуфта 11 встановлена на шліцах 10 вала 4 з можливістю осьового зміщення. Між веденою півмуфтою 11 і гайкою 9 існує зазор δ , величина якого відповідає запобіжному режиму. Ведена півмуфта 11 підтиснена в бік ведучої півмуфти 1 центральною пружиною 7, яка взаємодіє із гайкою 6 і втулкою 8. По діаметру розташування кульок 5 і лунок 13 із двох боків кожної лунки на торцевій поверхні ведучої півмуфти 1 виконані похилі канавки – робоча 12 і зворотна 14, причому кут нахилу робочої канавки β є значно меншим кута нахилу зворотної канавки γ .

Робота запобіжного пристрою здійснюється таким чином. У процесі передавання крутного моменту кульки 5 знаходяться в зачепленні з лунками 13 ведучої півмуфти 1, що забезпечує обертання всіх деталей пристрою і гвинтового органу. При виникненні перевантаження ведена півмуфта 11 зупиняється, а ведуча півмуфта 1 продовжує обертатися. Це призводить до виходу кульок 5 із зачеплення з лунками 13, оскільки кульки 5 рухаються по робочій канавці 12, яка має кут нахилу лунки β на торцевій поверхні ведучої півмуфти 1. Здійснюється плавне «м'яке» осьове відведення заклиненого шнека. Внаслідок обертання ведучої півмуфти 1 кульки 5 заходять у попереднє положення, здійснюючи рух при цьому по зворотній канавці 14, яка має кут нахилу лунки γ на торцевій поверхні ведучої півмуфти 1. Тобто відбувається плавне «м'яке» відновлення початкового стану.

На рис. 2 показана модель робочої поверхні ведучої півмуфти, виконана в програмному забезпеченні КОМАС 3D (рис. 2б) та загальний вигляд робочої поверхні виготовленої півмуфти (рис. 2в).

Для аналізу зміни величини крутного моменту від провертання півмуфт запобіжного пристрою на різних етапах спрацювання запобіжного пристрою проведено силовий розрахунок.

На першому етапі розглянемо переміщення кульок з веденою півмуфтою по плоскій поверхні лунок ведучої півмуфти (рис. 3).

При цьому максимальний крутний момент T_{1n} визначаємо за формулою (1):

$$T_{1n} = \frac{cD(\delta_0 + h - r(1 - \sin \alpha_1))}{2(\operatorname{tg}(\alpha_1 - \varphi) - f)}. \quad (1)$$

На рис. 4 представлені графічні залежності T_{1n} від зміни радіуса кульки r і глибини лунки h .

Розглянемо переміщення кульок з веденою півмуфтою по опуклій поверхні лунок ведучої півмуфти (рис. 5).

При цьому максимальний крутний момент T_{1o} визначається за формулою (2).

$$T_{1o} = \frac{cD \left(\delta_0 + h - r + \frac{r}{R} (h - r + (R + r) \sin \alpha_1) \right)}{2 \left(\frac{(h - r + (R + r) \sin \alpha_1) - \operatorname{tg} \varphi \cdot \sqrt{R^2 - (h - r + (R + r) \sin \alpha_1)^2} - f}{\sqrt{R^2 - (h - r + (R + r) \sin \alpha_1)^2} + \operatorname{tg} \varphi \cdot (h - r + (R + r) \sin \alpha_1)} \right)}. \quad (2)$$

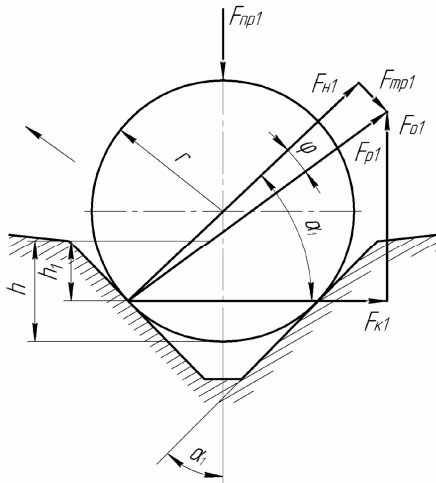


Рисунок 3. Розрахункова схема для визначення T_{1n}

Figure 3. Calculation scheme for finding T_{1n}

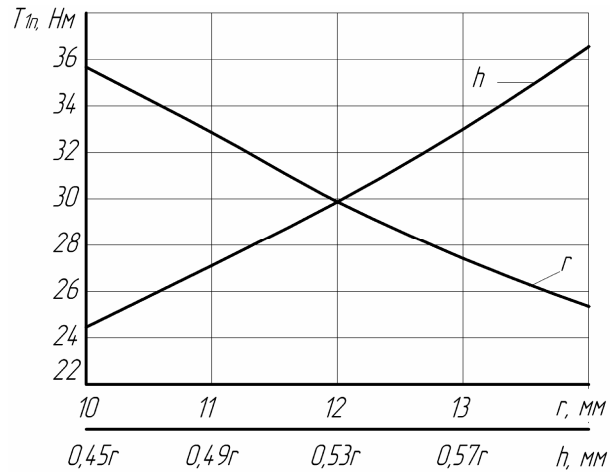


Рисунок 4. Графічні залежності T_{1n} від r і h

Figure 4. Graphical dependences T_{1n} on r and h

На рис. 6 представлені графічні залежності T_{1o} від зміни радіуса кульки r і радіуса опуклості поверхні лунки R .

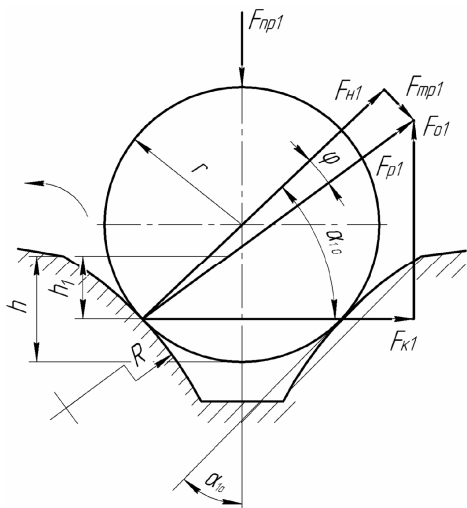


Рисунок 5. Розрахункова схема для визначення T_{1o}

Figure 5. Calculation scheme for finding T_{1o}

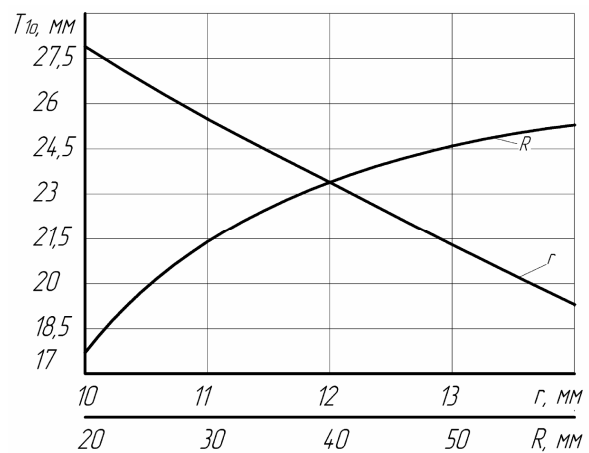


Рисунок 6. Графічні залежності T_{1o} від r і R .

Figure 6. Graphical dependences T_{1o} on r and R

Розглянемо переміщення кульок з веденою півмуфтою по ввігнутій поверхні лунок ведучої півмуфти (рис. 7).

При цьому максимальний крутний момент $T_{1\sigma}$ визначаємо за формулою (3)

$$T_{1\sigma} = \frac{c \left(\delta_0 + h - r + \frac{r}{R} \left((R-r) \sin \alpha_1 - h + r \right) \right)}{\left(\frac{(R-r) \sin \alpha_1 - h + r - \operatorname{tg} \varphi \cdot \sqrt{R^2 - \left((R-r) \sin \alpha_1 - h + r \right)^2}}{\sqrt{R^2 - \left((R-r) \sin \alpha_1 - h + r \right)^2} + \operatorname{tg} \varphi \cdot \left((R-r) \sin \alpha_1 - h + r \right)} - f \right)}. \quad (3)$$

На рис. 8 представлені графічні залежності $T_{1\sigma}$ від зміни радіуса кульки r і радіуса опуклості поверхні лунки R .

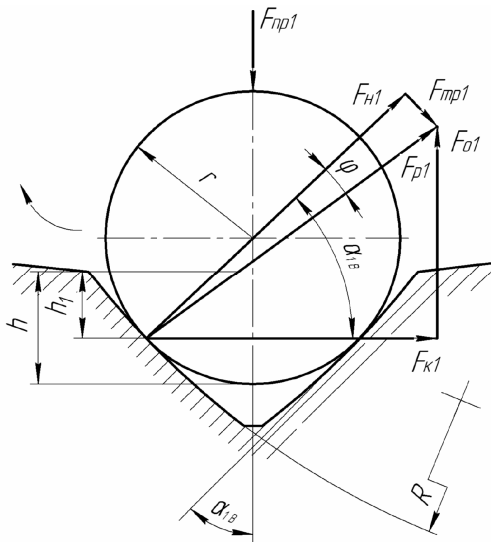


Рисунок 7. Розрахункова схема для визначення $T_{1\sigma}$

Figure 7. Calculation scheme for finding $T_{1\sigma}$

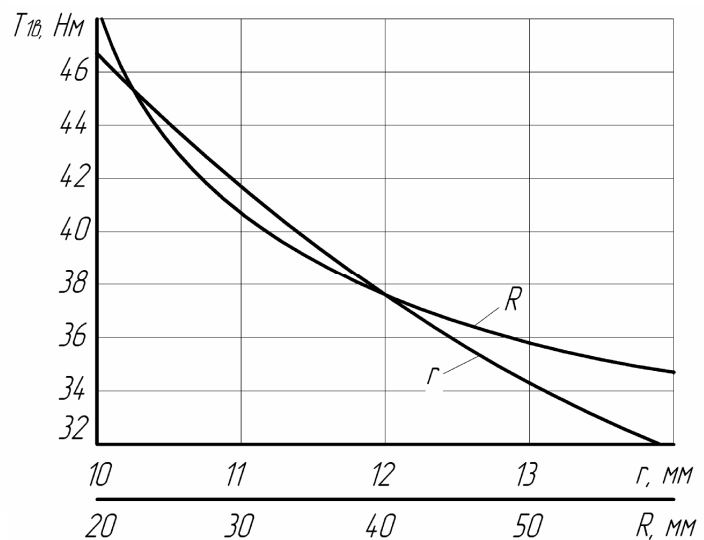


Рисунок 8. Графічні залежності $T_{1\sigma}$ від r і R

Figure 8. Graphical dependences $T_{1\sigma}$ on r and R

З аналізу графічних залежностей, представлених на рис. 4, 6, 8, можна встановити, що для різних профілів виконання поверхонь лунок для середніх значень $r = 12$ мм; $D = 115$ мм; $h = 0,53r$; $R_o = R_g = 40$ мм; $C = 18,5$ мм; $\delta_0 = 15$ мм; $f = 0,15$; $\varphi = 8,5^\circ$ максимальний крутний момент має значення:

- для лунки з плоскою поверхнею – $T_{1n} = 29,8$ Нм;
- для лунки з опуклою поверхнею – $T_{1o} = 23,4$ Нм;
- для лунки з увігнутою поверхнею – $T_{1\sigma} = 37,6$ Нм.

Тому для підвищення навантажувальної здатності запобіжного пристрою профілі лунок доцільно виготовляти із увігнутою або плоскою поверхнями.

На другому етапі, на якому кульки виходять з лунок на похилі плоскі поверхні ведучої півмуфти (рис. 9), максимальний крутний момент T_2 визначаємо за залежністю (4)

$$T_2 = \frac{cD(\delta_0 + h - r(1 - \sin \alpha_1) + x)}{2 \left(\frac{r \sin \alpha_1 - x - \operatorname{tg} \varphi \cdot \sqrt{r^2 - (r \sin \alpha_1 - x)^2}}{\sqrt{r^2 - (r \sin \alpha_1 - x)^2} + \operatorname{tg} \varphi (r \sin \alpha_1 - x)} - f \right)}. \quad (4)$$

На рис. 10 представлені графічні залежності T_2 від зміни радіуса кульки r і глибини лунки h .

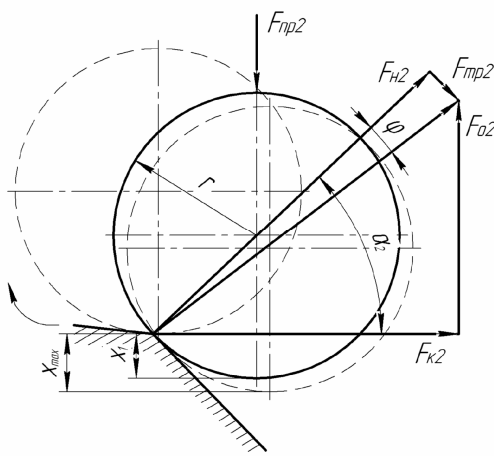


Рисунок 9. Розрахункова схема для визначення T_2

Figure 9. Calculation scheme for finding T_2

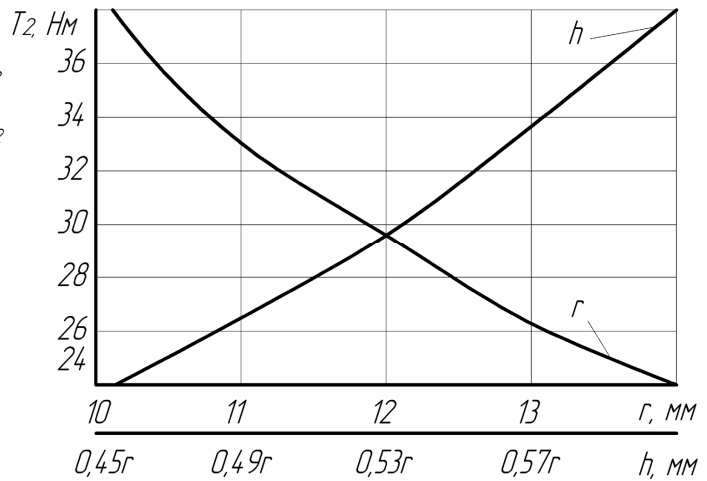


Рисунок 10. Графічні залежності T_2 від r і h

Figure 10. Graphical dependences T_2 on r and h

На третьому етапі, на якому кульки з веденою півмуфтою переміщуються по похилій робочій канавці ведучої півмуфти, що спричиняє осьове відведення перевантаженого шнека (рис. 11), максимальний крутний момент визначаємо за залежністю (5)

$$T_3 = \frac{cD(\delta_0 + h + x_2)}{2(\operatorname{tg}(90^\circ - \beta - \varphi) - f)}. \quad (5)$$

На рис. 12 представлені залежності зміни величини максимального крутного моменту T_3 при змінних значеннях кута нахилу робочої канавки β на торцевій поверхні ведучої півмуфти від зміни x_2 .

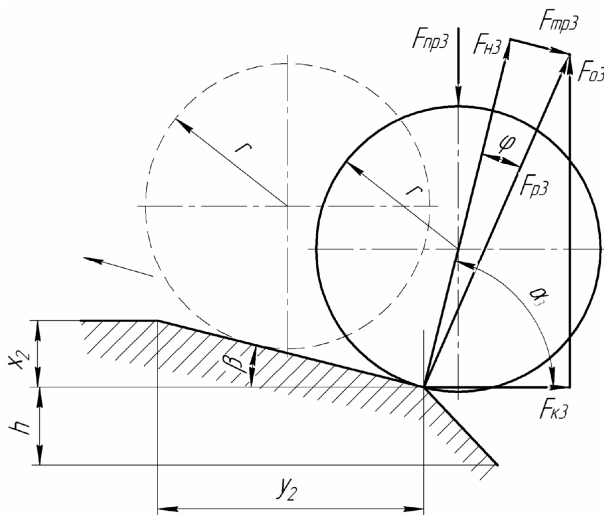


Рисунок 11. Розрахункова схема для визначення T_3

Figure 11. Calculation scheme for finding T_3

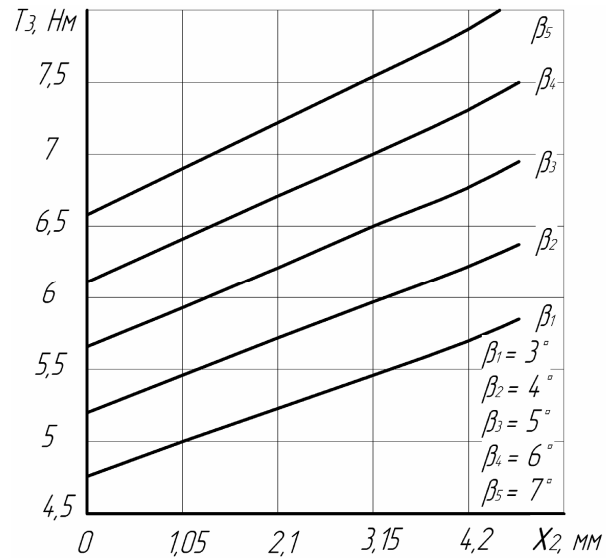


Рисунок 12. Графічні залежності T_3 від x_2 при різних значеннях кута β

Figure 12. Graphical dependences T_3 on x_2 for different values of the angle β

З аналізу графічних залежностей (рис. 10, 12) можна зробити висновок, що максимальний крутний момент виникає при досягненні кульки вершини лунки і становить $T_2 = 29,8$ Нм (рис. 10). При подальшому перекочуванні кульок і виходом на похилу робочу канавку величина крутного моменту T_3 для діапазону кутів $\beta = 3^\circ \dots 7^\circ$ зменшується в 4,53...6,26 рази.

Переміщення кульок з веденою півмуфтою по похилій робочій канавці не спричиняє суттєвого зростання крутного моменту відносно початкового значення в діапазоні кутів $\beta = 3^\circ \dots 7^\circ$ і знаходиться в межах 16...20 %.

На четвертому етапі, на якому кульки з веденою півмуфтою переміщуються по похилих плоских поверхнях ведучої півмуфти в напрямку лунок для відновлення початкового положення всієї системи (рис. 13), максимальний крутний момент визначаємо за залежністю (6)

$$T_4 = -\frac{cD(\delta_0 + h - x_3)}{2(\operatorname{tg}(90^\circ - \gamma - \varphi) - f)}. \quad (6)$$

На рис. 14 представлені залежності зміни величини максимального крутного моменту T_4 при змінних значеннях кута нахилу зворотної канавки γ на торцевій поверхні ведучої півмуфти від зміни x_3 .

На четвертому етапі спрацювання колова сила $F_{к4}$ змінює напрямок на протилежний, а тому виникає протимомент T_4 , величина якого має від'ємні значення.

Аналіз графічних залежностей (рис. 14) показує, що мінімальний протимомент при x_3 виникає при мінімально допустимому куті $\gamma = 15^\circ$ і становить $T_{1n} = 29,8$ Нм і $T_{1e} = 37,6$ Нм показує момент входу півмуфт в зачеплення в 2,83...3,58 рази є меншим,

ніж момент виходу півмуфт із зачеплення, що характеризує плавний процес відновлення робочого стану всієї системи.

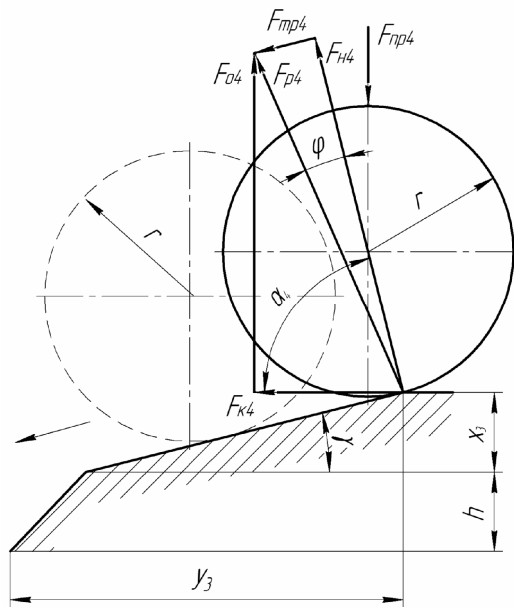


Рисунок 13. Розрахункова схема для визначення T_4

Figure 13. Calculation scheme for finding T_4

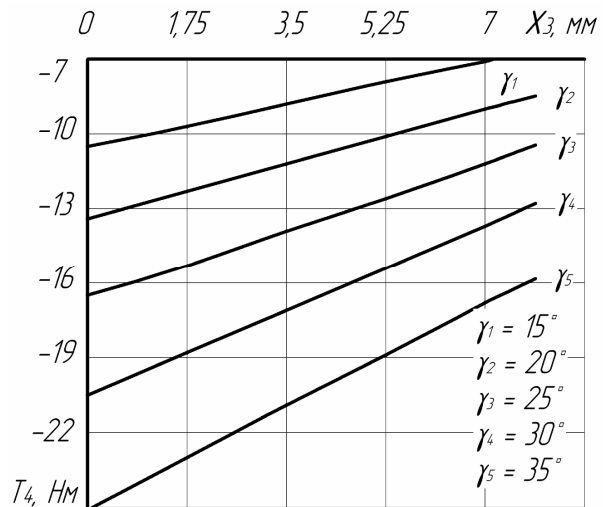


Рисунок 14. Графічні залежності T_4 від x_3 при різних значеннях кута γ

Figure 14. Graphical dependences T_4 from x_3 for different values of the angle γ

На рис. 15 показана графічна залежність осевого переміщення веденої півмуфти і шнека δ від зміни кута відносного провертання півмуфт ρ .

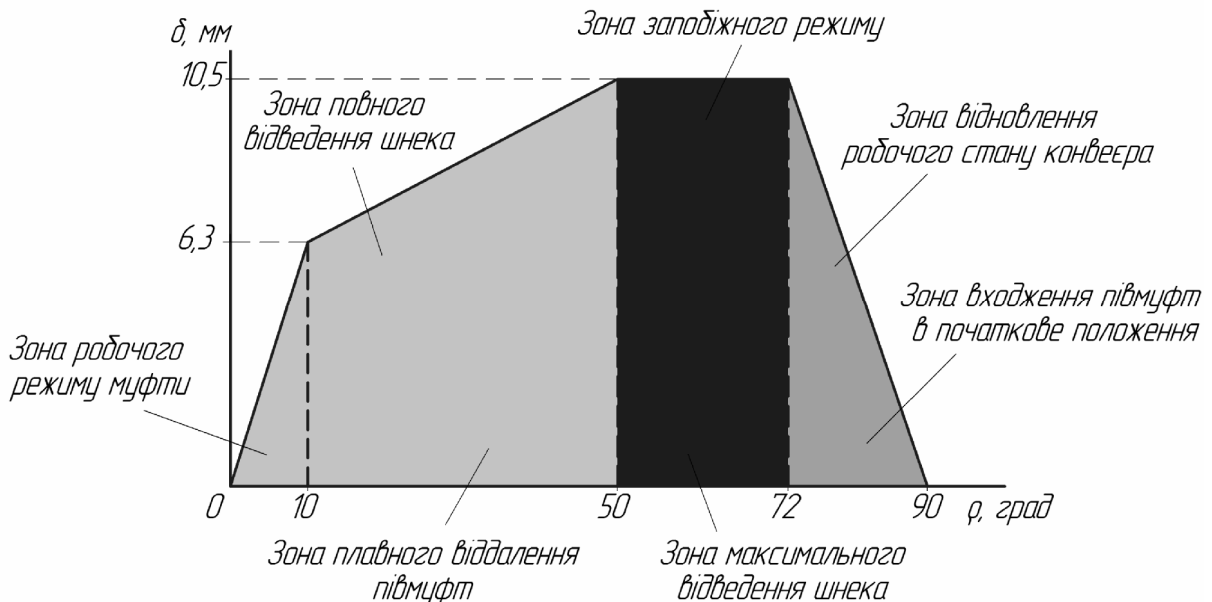


Рисунок 15. Залежність δ від зміни кута ρ

Figure 15. Dependence δ on angle ρ change

Висновки. На основі проведеного патентного огляду та аналізу існуючих конструктивно-технологічних схем захисних пристроїв гвинтових конвеєрів запропоновано нову конструкцію запобіжного пристрою, яка дозволяє суттєво зменшити динамічні навантаження на привод, що значно підвищує довговічність та експлуатаційні характеристики шнекових транспортерів. Також проведено силовий аналіз роботи захисного механізму, основним призначенням якого є визначення залежності крутного моменту від повертання півмуфт на різних етапах спрацювання запобіжного пристрою. Аналіз графічних залежностей дає змогу комплексно оцінити інтенсивність впливу того чи іншого параметра на величину крутного моменту на різних етапах роботи запобіжного пристрою, а також є основою для розроблення інженерної методики проектування його конструктивно-технологічних параметрів.

Conclusions. Basing of the patent review and analysis of the available construction – manufacturing scheme of the safety devices of the screw conveyors, new design of the safety device, which makes possible to decrease sufficiently the dynamic loading on the drive and the inertia forces in the clutch rolls, which results in raising the durability and operating characteristics, has been proposed. Power analysis of the safety mechanism operation, the main purpose of which is filling the dependence of the torque on the semiclutches rotation at different stages of the safety device response, has been carried out. Analysis of the graphic dependences makes possible to estimate completely the effect intensity of this or other parameter on the torque size at different stages of the safety device operation, as well as is the basis for the development of the engineering method for the design of its construction – manufacturing parameters.

Список використаної літератури

1. А.с. 1437597, МКИ F16D 7/04. Предохранительное устройство [Текст] / В.К. Сулимов, Т.В. Сулимова, Р.Б. Гевко. – № 4155124; заявл. 02.12.86; опубл. 15.11.88. Бюл. № 42. – 3 с.
2. А.с. 1456342, МКИ B65G 33/24. Предохранительное устройство [Текст] / Б.М. Гевко, Р.Б. Гевко. – № 4102349; заявл. 11.05.89; опубл. 07.02.89. Бюл. № 5. – 3 с.
3. Поляков, В.С. Справочник по муфтам [Текст] / В.С. Поляков, И.Д. Барабаш, О.А. Ряховский. – Л.: Машиностроение, 1979. – 344 с.
4. Силовий розрахунок шарнірних елементів гнучкого вала гвинтового робочого органу [Текст] / І.О. Павлова, А.О. Вітровий // Вісник Тернопільського державного технічного університету. Том 8. – Тернопіль: ТДТУ, 2003. – С. 44 – 49.
5. Пат. №62097 Україна, МПК B65G 53/00. Шнековий транспортер із запобіжним пристроєм [Текст] / М.І. Шинкарик, О.М. Клендій, А.О. Вітровий; заявник і власник патенту Тернопільський національний економічний університет. – № u201101100; заявл. 01.02.2011; опубл. 10.08.2011, Бюл. № 15.
6. Пат. №71785, МПК F16D 7/00. Запобіжний пристрій [Текст] / Р.Б. Гевко, О.М. Клендій; заявник і власник патенту Тернопільський національний економічний університет. – № u201200608; заявл. 19.01.2012; опубл. 25.07.2012, Бюл. № 14.

Отримано 14.03.2013