

## THE INVESTIGATION OF THE PROCESS OF A SCREW CONVEYER SAFETY DEVICE ACTUATION

### ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ СПРАЦЮВАННЯ ЗАПОБІЖНОГО ПРИБОРУ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА

Prof. Ph.D. Eng Gevko R.B.<sup>1)</sup>, Ph.D. Eng. Klendiy O.M.<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup>Ternopil National Economical University / Ukraine; <sup>2)</sup>Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University / Ukraine  
E-mail: alex\_ks@mail.ru

**Abstract:** The article presents the design of a safety device with slipping and axial shifting regimes, which are separated in time and are used in order to recondition the working capacity of a conveyer. Also, power analysis of the operation of a safety mechanism is conducted, which gives the opportunity to estimate the change in the moment of rotation of a driven half-clutch and a screw  $T$  depending on the change in the angle of the relative turning of half-clutches  $\rho$ . Based on the results of the static experimental investigation of the safety device, it was determined that the given static analytical dependences can be used in the engineering design of different standard sizes of a safety device.

**Key words:** screw conveyor, the safety device, half clutch, torque, groove.

#### INTRODUCTION

Screw conveyers are widely used for moving loose and lump materials in different production processes. However, when transporting some materials, a screw working body may jam, which can be caused by the clearance between the surface of screw rotation and the inner surface of a directing case.

In order to recondition the working capacity of a conveyer it is necessary to shift the jammed edge of a conveyer in the axial direction from the place of contacting with the material and, after the removal of the surcharge, the elements of the drive must provide the initial state of the working body for transporting the materials to the unloading area.

The principle of reversing a jammed body, which is carried out with the help of planetary safety devices, which secure the reverse rotation of a conveyer from a nonessential angle of turn to a couple of complete revolutions with further reconditioning of its initial state, is known.

Moreover, it is possible to shift the jammed working body of a screw with the help of ball safety clutches with edgewise making of holes both at clutch release and at clutch engagement [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8].

Having analyzed the available investigations, it can be deduced that the main disadvantages of the existing safety devices, which ensure the reversing of overloaded working bodies, are their constructional and technological complexity, material holding capacity and unreliability in use. Also, they have considerable overall size and when working, there can be great dynamical load due to the significant inertia power of the slave holes of a drive and a working body with the automatic reconditioning of its initial state.

#### MATERIAL AND METHOD

In order to improve the effectiveness of the functioning of conveyers in the extreme conditions of their operation, the circuit of a safety device is propounded (Fig. 1. a), which ensures the axial shift of a screw in the direction opposite to the direction of the

**Резюме:** В статті представлена конструкція запобіжного пристрою з розділеними в часі режимами буксування та осьового зміщення шнека для автоматичного відновлення робочого стану конвеєра. Також проведений силовий аналіз роботи захисного механізму, який дає змогу оцінити зміну крутного моменту веденої півмуфти і шнека  $T$  від зміни кута відносного повертання півмуфт  $\rho$ . Виконані статичні експериментальні дослідження запобіжного пристрою, за результатами яких встановлено, що представлені в статті аналітичні залежності можуть бути використані при інженерному проектуванні різних типорозмірів запобіжного пристрою.

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

#### ПЕРЕДУМОВА

Гвинтові транспортери широко використовують під час переміщення сипких і кускових матеріалів в різних виробничих процесах. Однак при транспортуванні матеріалів можливі заклинювання гвинтового робочого органу, які виникають внаслідок наявності зазору між поверхнею обертання шнека та внутрішньою поверхнею направляючого кожуха.

Для відновлення працездатності конвеєра необхідно відвести в осьовому напрямку заклинене ребро шнека від контакту з матеріалом, і в подальшому після зняття перевантаження, елементи приводу повинні забезпечити початкове положення робочого органу для транспортування матеріалу в зону вивантаження.

Відомий принцип реверсування заклиненого робочого органу, який здійснюється за допомогою планетарних запобіжних пристроїв, що забезпечують зворотне повертання шнека від незначного кута повороту до декількох повних обертів з наступним відновленням початкового положення.

Також можливий спосіб осьового відведення заклиненого гвинтового робочого органу за допомогою кулькових запобіжних муфт з профільним виконанням лунок, як при виході із зачеплення, так і при їх входженні [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8].

З аналізу відомих досліджень видно, що основними недоліками існуючих запобіжних пристроїв, які забезпечують реверсування перевантажених робочих органів є їх конструктивна та технологічна складність, велика матеріаломісткість, ненадійність в 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.

#### МАТЕРІАЛ І МЕТОДИКА

З метою підвищення ефективності функціонування транспортерів у екстремальних умовах експлуатації запропонована схема запобіжного пристрою (рис.1, а), що дозволить забезпечити осьове відведення шнека в напрямку протилежному до напрямку

material transportation at the automatic reconditioning of its working mode.

транспортування матеріалу при автоматичному відновленні робочого стану.

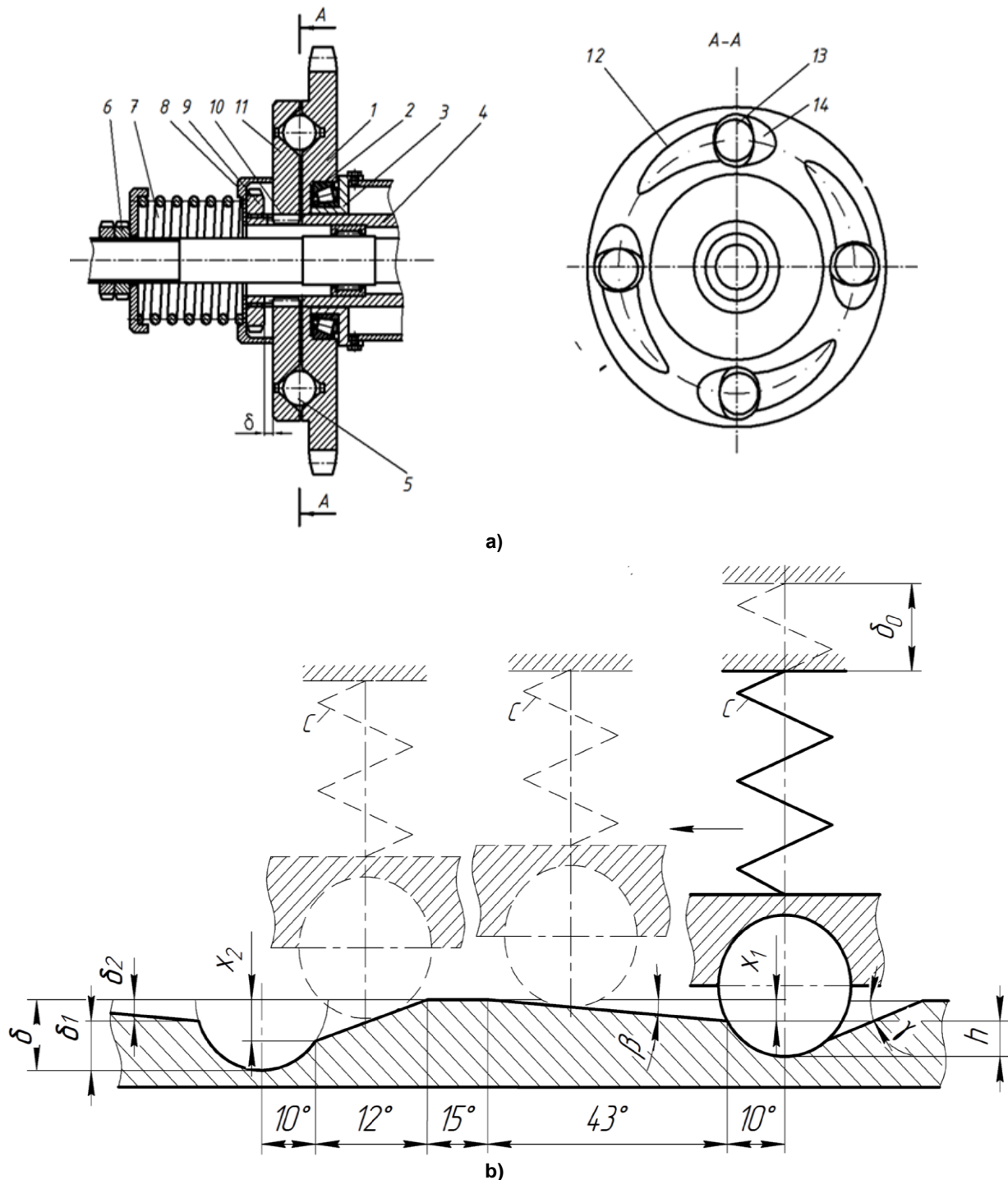


Fig. 1 – The constructive scheme of the safety device (a) and the scheme of the reamer of the working surface (b) / Конструктивна схема запобіжного пристрою (а) та схема розгортки робочої поверхні ведучої півмуфти (б)

When the working body of a screw conveyor is jammed, the driven half-coupling of the device stops and the driving one continues rotation. As a result, the main unlinking of half-clutches takes place, in other words, balls come out of holes with the value of  $\delta_1$ . Then, the balls move along the inclined working grooves with  $\beta$  slope angle on the head plane of a driving half-clutch and thus, smooth and “soft” axial shift of a screw working body with the value of  $\delta_2$  takes place, which essentially decreases the dynamic overloading of the drive of a screw conveyor. Due to the rotation of a driving half-

При виникненні заклинювання робочого органу шнекового транспортера ведена півмуфта запобіжного пристрою зупиняється, а ведуча продовжує обертатись. Внаслідок цього відбувається основне розчеплення півмуфт, тобто здійснюється вихід кульок з лунок на величину  $\delta_1$ . Далі кульки рухаються по похилих робочих канавках з кутом нахилу  $\beta$  на торцевій поверхні ведучої півмуфти, і таким чином здійснюється плавне «м'яке» осьове відведення гвинтового робочого органу на величину зазору  $\delta_2$ , що суттєво зменшує динамічне навантаження на привід шнекового транспортера. Внаслідок обертання

clutch, balls return to their initial state moving along inclined reverse grooves with  $\gamma$  slope angle on the head plane of a driving half-clutch, in other words, smooth and "soft" reconditioning of the working capacity of a screw conveyor takes place.

Figure 2 shows the constructive scheme and the general form of the working surface of the driving half-clutch of a safety device [9].

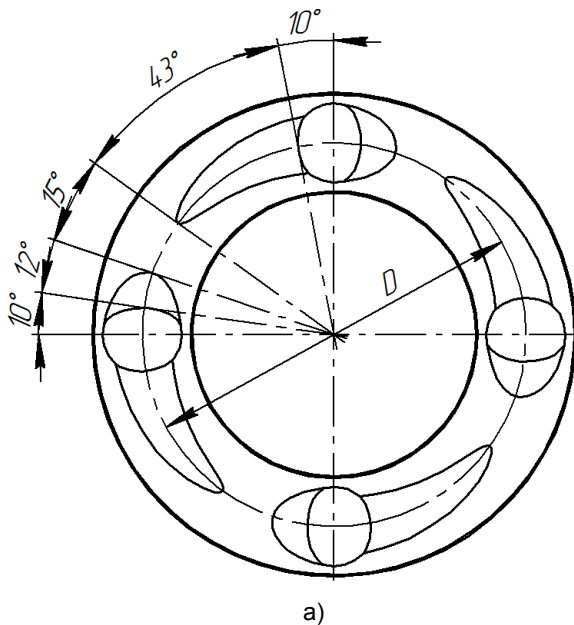


Fig. 2 - The constructive scheme (a) and the general form (b) of the working surface of the driving half-clutch of a safety device / Конструктивна схема (а) та загальний вигляд (б) робочій поверхні ведучої півмуфти запобіжного пристрою

In order to analyze the variations in the value of the moment of rotation from turning the half-clutches of a safety device at different stages of its actuation, power calculation was conducted.

At the first stage, the linkage of the balls and the holes of a driving half-clutch is to be considered (Fig. 1. b).

The initial  $T_{1o}$  and the maximum  $T_{1max}$  moment of rotation is determined using the following formula (1):

$$T_{1o} = T_{1max} = \frac{Rc\delta_0}{\frac{r-h-tg\varphi\sqrt{r^2-(r-h)^2}}{\sqrt{r^2-(r-h)^2}+(r-h)tg\varphi}}, \quad (1)$$

where  $R$  - radius of balls disposition;  $c$  - spring stiffness;  $\delta_0$  - preliminary spring pull;  $r$  - radius of a ball;  $h$  - maximum value of the movement of balls on the surface of holes;  $\varphi$  - angle of friction.

At the second stage, when balls with a driven half-clutch move along the inclined working groove of a driving half-clutch, which causes the axial shift of an overloaded screw (fig/ 1, b), the initial  $T_{2o}$  and the maximum  $T_{2max}$  moment of rotation is determined using the following formula (2):

$$T_{2o} = T_{2max} = \frac{cR(\delta_0 + h + x_1)}{tg(90^\circ - \beta - \varphi)}, \quad (2)$$

where  $x_1$  - is the running value of a ball coming out from a working groove.

At the third stage, when balls with a driven half-clutch move along the inclined flat surfaces of a driving half-clutch towards the holes in order to recondition the initial position of

ведучої півмуфти кульки заходять у початкове положення, рухаючись при цьому по похилих зворотних канавках з кутом нахилу  $\gamma$  на торцевій поверхні ведучої півмуфти, тобто відбувається плавне «м'яке» відновлення робочого стану шнекового транспортера.

На рис. 2 зображені конструктивна схема та загальний вигляд робочої поверхні ведучої півмуфти запобіжного пристрою [9].

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

На першому етапі розглянемо зачеплення кульок з лунками ведучої півмуфти (рис. 1, б).

При цьому початковий  $T_{1o}$  та максимальний  $T_{1max}$  крутний момент визначається за формулою (1):

де  $R$  - радіус розташування кульок;  $c$  - жорсткість пружини;  $\delta_0$  - попередній натяг пружини;  $r$  - радіус кульки;  $h$  - максимальна величина переміщення кульок по поверхні лунок;  $\varphi$  - кут тертя.

На другому етапі, при якому кульки з веденою півмуфтою переміщуються по похилій робочій канавці ведучої півмуфти, що спричиняє осьове відведення перевантаженого шнека (рис.1, б), початковий  $T_{2o}$  та максимальний  $T_{2max}$  крутний момент визначається за залежністю (2):

де  $x_1$  - біжуча величина виходу кульки з робочої канавки.

На третьому етапі, при якому кульки з веденою півмуфтою переміщуються по похилих плоских поверхнях ведучої півмуфти в напрямку лунок для

the whole system (Fig. 1. b), the initial  $T_{3o}$  and the maximum  $T_{3max}$  moment of rotation are determined using the following formula (3):

$$T_{3o} = T_{3max} = -\frac{cR(\delta_0 + h - x_2)}{\operatorname{tg}(90^\circ - \gamma + \varphi)}, \quad (3)$$

where  $x_2$  – running value of a ball entering a reverse groove.

Fig. 3 shows the dependency of the change in the moment of rotation of a driven half-clutch and a screw  $T$  on the change of the angle of the relative turning of half-clutches  $\rho$ , in static state in different angle positions of half-clutches in one cycle of the actuation of a safety device.

відновлення початкового положення всієї системи (рис.1, б), початковий  $T_{3o}$  та максимальний  $T_{3max}$  крутний момент визначається за залежністю (3):

де  $x_2$  – біжуча величина входу кульки у зворотну канавку.

На рис. 3 представлена залежність зміни крутного моменту ведучої півмуфти і шнека  $T$  від кута відносного провертання півмуфт  $\rho$ , в статичному стані при різних кутів положення півмуфт при одному циклі спрацювання запобіжного пристрою.

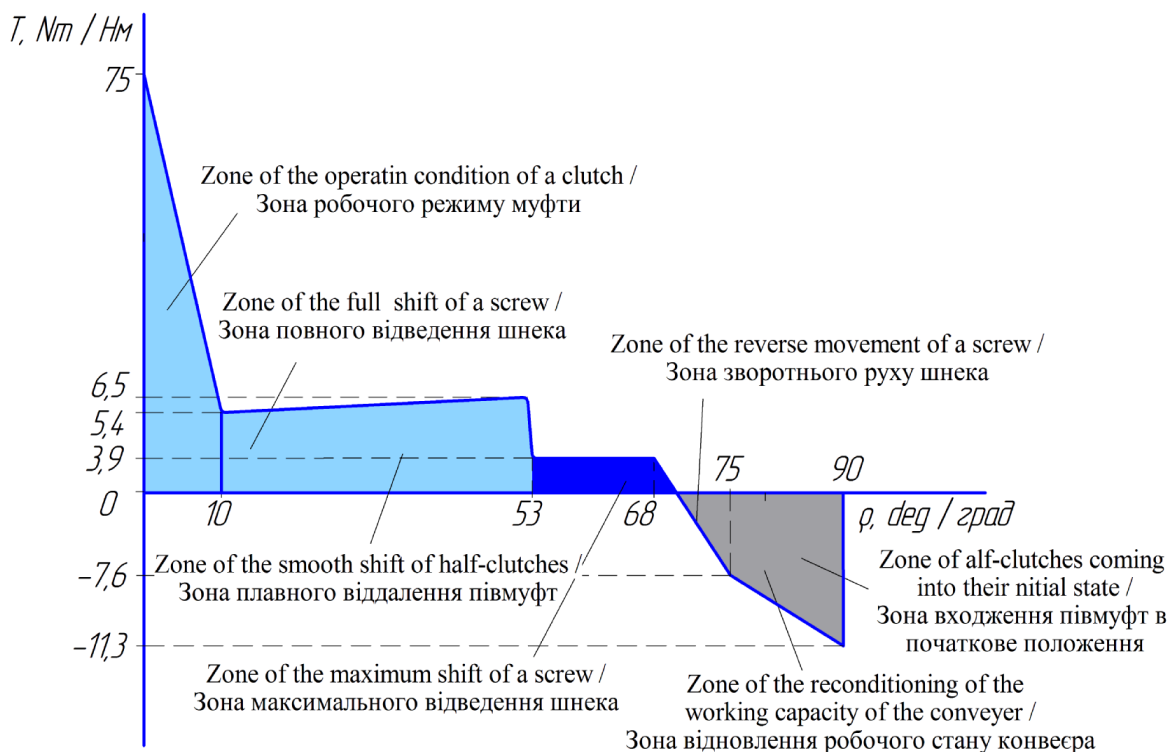


Fig. 3. – Dependency of the change in the moment of rotation of a driven half-clutch and a screw  $T$  on the change of the angle of the relative turning of half-clutches  $\rho$  /

Залежність зміни крутного моменту ведучої півмуфти і шнека  $T$  від кута відносного провертання півмуфт  $\rho$

In order to determine the pattern of the change in the maximum moment of rotation at different stages of the actuation of a safety device and, also, in order to determine the adequacy of the theoretical calculations, static experimental investigation was conducted.

For this reason the half-clutches of a safety device were installed in the grips of a pilot machine KM-50-1. The load of the driving half-clutch was performed with the help of rotating the lower grip by an electric motor through a gearing system. The value of the moment of rotation was measured using a circular scale while the relative deviation of the half-clutches was measured using an angular scale. Furthermore, the machine is equipped with a recording device, with the help of which the curve of the dependence of the moment of rotation on the angle of the lower grip turn was traced.

The general view of the test bed, in which a safety device is installed, is shown in fig. 4.

З метою визначення характеру зміни максимального крутного моменту на різних етапах спрацювання запобіжного пристрою, а також встановлення адекватності теоретичних розрахунків проведено його статичні експериментальні дослідження.

Для цього півмуфти запобіжного пристрою закріплювали у захватах дослідної машини KM-50-1. Навантаження ведучої півмуфти здійснювали за допомогою обертання нижнього захвату електродвигуном через систему передач. Значення крутного моменту визначали за коловою шкалою, при цьому, фіксували відносно зміщення півмуфт за допомогою кутів шкали. Також машина оснащена записуючим пристроєм, за допомогою якого викреслюється крива залежності моменту від кута повороту нижнього захвату.

Загальний вигляд даного стенду, на якому встановлений запобіжний пристрій зображено на рис. 4.



Fig. 4 - General view of the test bed, in which a safety device is installed /  
Загальний вигляд стану, на якому встановлений запобіжний пристрій

In the process of experimentation, the value of the moments of rotation depending on the angle of the turning of a driving half-clutch was measured in a tenfold trial.

## RESULTS AND DISCUSSION

Based on the results of the investigation conducted, it was determined that the uncoupling of half-clutches took place at the maximum moment of rotation, which greatly decreased when the balls were coming out of holes onto the inclined working grooves of a driving half-clutch. During the movement of the balls along the working grooves, there is no significant increase in the moment of rotation. In case of the movement of the balls along the inclined reverse grooves the antimoment arises, but its value does not exceed the moment of the actuation of a safety device.

Fig. 5 shows the results of theoretical (solid line) and experimental (dashed line) investigation.

The analysis of the graphical dependence shows that the error between the results of the theoretical investigation and the experimental investigation ranges from 3.5 ... 19.1%.

Thus, based on the results of the comparative studies, it was determined that previously deduced analytical dependences (1), (2) and (3) for measuring the moment of rotation, transmitted by a safety device, adequately depict the real processes of the actuation of the designed safety mechanism. That is why the analytical dependences can be used in the engineering design of different standard sizes of a safety device.

При проведенні досліджень фіксували значення крутних моментів в залежності від кута повертання ведучої півмуфти в десятикратній повторюваності.

## РЕЗУЛЬТАТИ

За результатами досліджень встановлено, що розчеплення півмуфт відбувалось при максимальному крутному моменті, який значно зменшується при виході кульок на похилі робочі канавки ведучої півмуфти. Під час руху кульок по робочих канавках крутний момент зростає не суттєво. У випадку руху кульок по похилих зворотних канавках виникає протимомент, однак його значення не перевищує момент спрацювання запобіжного пристрою.

На рис. 5 представлені результати теоретичних (суцільна лінія) і експериментальних (штрихова лінія) досліджень.

З аналізу даних графічних залежностей видно, що похибка між результатами теоретичних і експериментальних досліджень знаходиться в межах 3,5...19,1%.

Таким чином, за результатами порівняльних досліджень встановлено, що попередньо виведені аналітичні залежності (1), (2) і (3) для визначення крутного моменту, який передає запобіжний пристрій, адекватно відображають реальні процеси спрацювання розробленого запобіжного механізму. Тому дані аналітичні залежності можуть бути використані при інженерному проектуванні різних типорозмірів запобіжного пристрою.

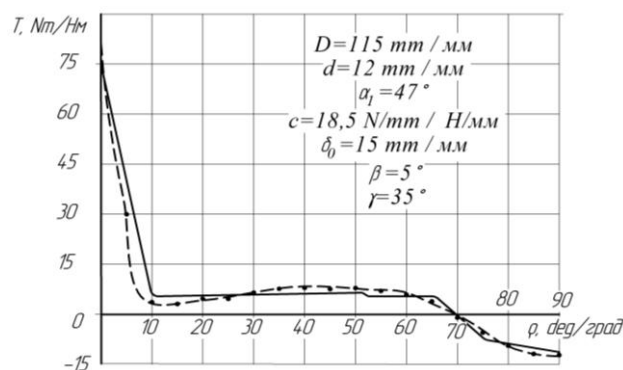


Fig. 5 - Graphical dependency of the change in the moment of rotation of a driven half-clutch and a screw on the change of the angle of the relative turning of half-clutches / Графічна залежність зміни крутного моменту запобіжного пристрою від зміни кута відносного повертання півмуфт

**CONCLUSIONS**

On the basis of the conducted patent survey and having analyzed the existing constructive and technological schemes of the safety devices of screw conveyers, a new construction of a safety device is propounded. The construction allows reducing the dynamic load of the drive, which greatly increases the longevity and improves the operational reliability of screw conveyers. Moreover, power analysis of the operation of a safety mechanism is conducted, which gives the opportunity to estimate the change in the moment of rotation of a driven half-clutch and a screw  $T$  depending on the change in the angle of the relative turning of half-clutches  $\rho$ . Based on the results of the static experimental investigation of the safety device, it was determined that the error between the results of the theoretical investigation and the experimental investigation ranges from 3.5 ...19.1%. That is why the given static analytical dependences can be used in the engineering design of different standard sizes of a safety device.

**REFERENCES**

- [1]. Sulimov V., Sulimova T., Hevko R. (1986) - *Safety Device*, A.c. 1437597, ICI F16D 7/04. №4155124. Bulletin №42. – 3pg.;
- [2]. Hevko B., Hevko R. (1989) - *Safety Device*, A.c. 1456342, ICI B65G 33/24, №4102349. Bulletin №5. – 3pg.;
- [3]. Poliakov V., Barabash I., Riakhovslyi O. (1979) - *Reference Book of Clutches*, Lviv: Machine Building, 344p.;
- [4]. Pavlova I., Vitrovyi A. (2003) - *Power Calculation of the Joint Elements of the Flexible Shaft of a Screw Working Body*, Ternopil, Bulletin of Ternopil State Technical University, vol. 8, ISSN 1727-7108. pg.44 – 49;
- [5]. Szafranski L., Rojek K., Solecki B. (1990) - *Safety Clutch*, Patent PL 276221 (A1), IPC 1-7 F16D, PL 19880276221 19881202, Poland, P. 2;
- [6]. Bartosik M. (1997) - *Unidirectional rolling-type safety coupling*, Patent PL 178315 (B1), IPC 1-7: F16D 7/06, PL 19950312063 19951223, Poland, pg. 3;
- [7]. Rupeta W., Leplarczyk D., Potoczny M. (2012) - *Safety Friction Clutch*, Patent PL 393978 (A1). IPC F16D 7/00, PL 20110393978 20110221, Poland, pg. 3.
- [8]. Buryak M.V. (2004) - *Rationale of low dynamic parameters of ball safety couplings*, Dissertation for the scientific degree of Candidate of sciences (engineering), Hmel'nitskiy, pg.22.;
- [9]. Hevko R., Klendii O. (2012) - *Safety Device*, Patent №71785, IPC F16D 7/00. № u201200608; Bulletin № 14, Ukraine, pg. P 2.

**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 привід, що значно підвищує довговічність та експлуатаційні характеристики шнекових транспортерів. Також проведений силовий аналіз роботи запобіжного механізму, який дає змогу оцінити зміну крутного моменту веденої півмуфти і шнека  $T$  від зміни кута відносного повертання півмуфт  $\rho$ . Виконані статичні експериментальні дослідження запобіжного пристрою, за результатами яких встановлено, що похибка між результататами теоретичних і експериментальних досліджень знаходиться в межах 3,5...19,1%. Тому представлені в статті аналітичні залежності можуть бути використані при інженерному проектуванні різних типорозмірів запобіжного пристрою.

**БІБЛІОГРАФІЯ**

- [1]. Сулимов В.К., Сулимова Т.В., Гевко Р.Б. (1986) - *Предохранительное устройство*, А.с. 1437597, МКИ F16D 7/04. №4155124. Бюл. №42. – 3 с.;
- [2]. Гевко Б.М., Гевко Р.Б. (1989) - *Предохранительное устройство*, А.с. 1456342, МКИ B65G 33/24. №4102349. Бюл. №5. – 3 с.
- [3]. Поляков В.С., Барабаш И.Д., Ряховський О.А. (1979) - *Справочник по муфтам*, Львов, Машиностроение, 344 с.;
- [4]. Павлова І.О., Вітровий А.О. (2003) - *Силовий розрахунок шарнірних елементів гнучкого валу гвинтового робочого органу*, Тернопіль, Вісник Тернопільського державного технічного університету, Том 8, ISSN 1727-7108 С. 44 – 49;
- [5]. Szafranski L., Rоек K., Solecki B. (1990) - *Безпека зчеплення*, патент PL 276221 (A1), МПК 1-7 F16D, PL 19880276221 19881202, Польща, П. 2
- [6]. Бартосік М. (1997) - *Однопрямованої зв'язком безпеки прокатки типу*, патент PL 178315 (B1), МПК 1-7: F16D 7/06, PL 19950312063 19951223, Польща, пар. 3;
- [7]. Rupeta W., Leplarczyk D., Potoczny M. (2012) - *Безпека тертя зчеплення*, патент PL 393978 (A1). МПК F16D 7/00, PL 20110393978 20110221, Польща, пар. 3
- [8]. Буряк М.В. (2004) - *Обґрунтування параметрів низькодинамічних кулькових запобіжних муфт*, Автореф. Канд. Техн. Наук. Хмельницький, – 22 с.;
- [9]. Гевко Р.Б., Клендій О.М (2012) - *Запобіжний пристрій*, Пат. №71785, МПК F16D 7/00, № u201200608; Бюл. № 14, Україна, С. 2