

УДК 631.358.42

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2023.53.23-31>

**В.М. Булгаков**, проф., д-р техн. наук, **О.М. Троханяк**, доц., канд. техн. наук  
*Національний університет біоресурсів і природокористування України, м.Київ, Україна*

## Дослідження та вдосконалення запобіжних механізмів шнекових конвеєрів

Метою роботи являється підвищення експлуатаційних показників і надійності роботи запобіжної муфти шляхом розроблення нової конструкції запобіжного механізму, що дасть змогу створити випадку виникнення перевантаження шнека конвеєра широкий діапазон пружного режиму роботи перед запобіжним. Дослідження виконано із використанням методів теорії математичного та комп'ютерного моделювання, методу математичного планування експерименту.

**захисні механізми, запобіжна муфта, конструктивно-кінематичні параметри, навантаження, експериментальний стенд, робочі органи**

**Постановка проблеми.** Робочі органи машин, які працюють в широкому діапазоні умов та з матеріалами, які мають різні реологічні властивості, чи не найбільше піддаються впливу зовнішніх навантажень, що переважно носять випадковий характер і можуть досягати критичних значень як для самих робочих органів, так і для їх приводів. Такі критичні навантаження досить часто викликають поломки техніки, на відновлення якої витрачаються значні матеріальні ресурси та час, що негативно впливає на продуктивність та ефективність використання технологічних машин.

В зв'язку з цим, необхідно вдосконалювати та розробляти нові типи захисних механізмів (запобіжних муфт), вибирати оптимальні їх конструктивно-кінематичні параметри та режими роботи, що забезпечить надійність захисту техніки від поломок, знизить динамічні навантаження в процесі буксування півмуфт, а також автоматичне відновлення робочого стану машин після усунення перевантаження.

**Аналіз основних досліджень і публікацій.** На сьогоднішній час виникає потреба у активному розробленні конструкцій запобіжних муфт, які дозволили б здійснити ефективний захист різних видів машин. Для надійної та більш ефективної роботи гвинтових конвеєрів, таких як жорстких [1, і гнучких [2], розроблені нові конструкції запобіжних муфт. Вони мають можливість осьового відведення заклиненого робочого органу, методика проведення їх експериментальних досліджень показана в роботі [3]. Також при розробленні конструкцій таких запобіжних пристроїв необхідно враховувати і аналіз визначення динамічних навантажень різних видів приводів із запобіжними пристроями, а також їх силових розрахунків [4–6]. Враховувати необхідно також і дослідження із встановлення контактних напружень в елементах зачеплення, які необхідні для підвищення довговічності кулькових запобіжних муфт [7–9]. Також проводились дослідження, які розглядали оптимізацію параметрів і режимів роботи фрикційних муфт [10]. На основі специфіки роботи сільськогосподарської техніки та металообробного обладнання розроблені нові конструкції адаптованих до них запобіжних механізмів [11] та проведено обґрунтування їх оптимальних конструктивних і кінематичних параметрів.

**Постановка завдання.** З метою формалізації процесу захисту робочих органів машин від перевантажень необхідно провести розрахунок параметрів запобіжних муфт.

В даній статті розглянуто захист робочих органів машин з обертовим та осьовим, а також виключно з обертовим процесом функціонування робочих органів машин.

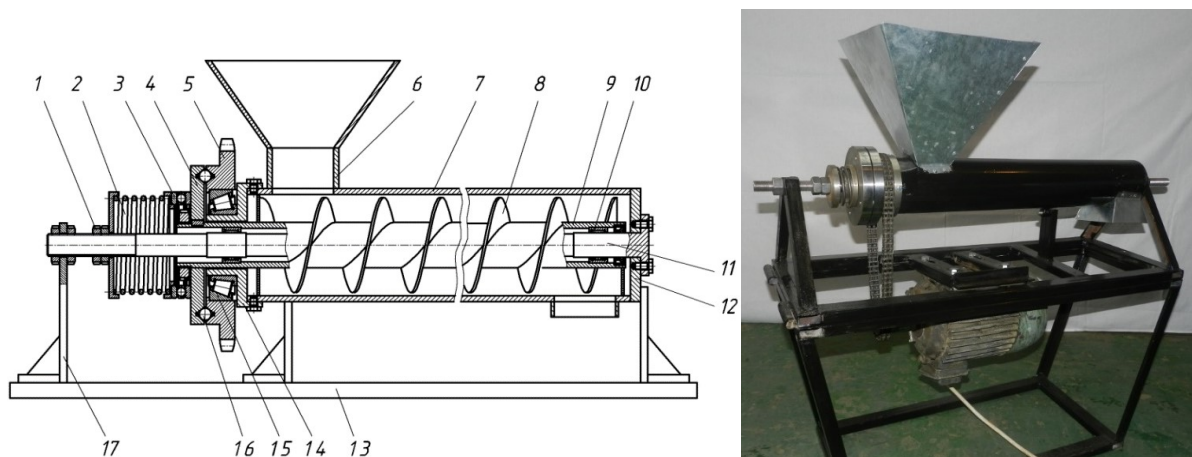
**Виклад основного матеріалу.** На рис. 1 зображена схема гвинтового конвеєра із запобіжною муфтою.

В процесі роботи сипкий матеріал через бункер потрапляє в корпус на гвинтовий живильник, який транспортує його в напрямку вивантаження. При попаданні твердого тіла у площину між поверхнею обертання шнека та внутрішньою поверхнею корпусу конвеєра виникає заклинювання й відповідно зупинка шнека.

Для відновлення робочого стану гвинтового конвеєра запропоновано застосувати запобіжний пристрій із розділеними в часі режимами буксування та осьового зміщення шнека.

Конструктивна схема такої запобіжної муфти та схема роботи показано на рис.2.

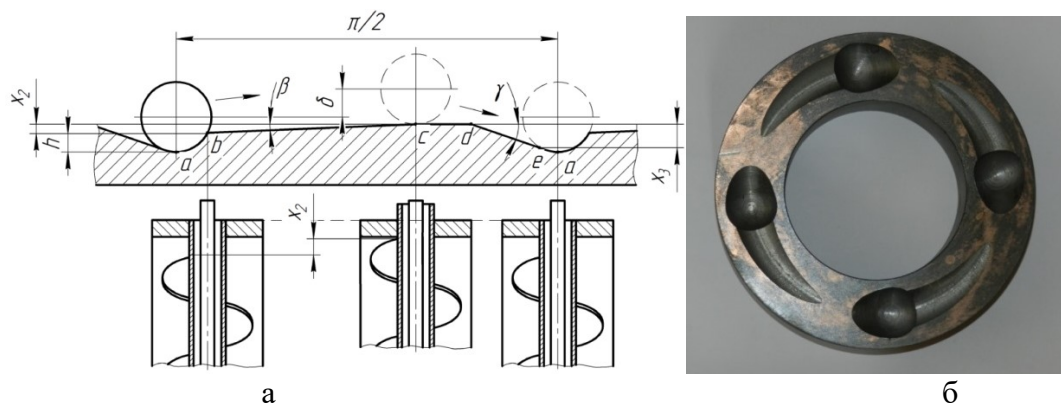
При передачі крутного моменту пальці перебувають у зачепленні із лунками півмуфти ведучої, внаслідок чого виникає обертання запобіжної муфти та гвинтового робочого органу. Півмуфта ведена закріплена на шліцах валу із можливістю осьового зміщення. Між півмуфтою веденою та гайкою виконано зазор  $\delta$ , значення якого відповідно рівне запобіжному режиму муфти.



- 1 – гайка; 2 – пружний елемент; 3 – підшипник упорний; 4 – півмуфта ведена; 5 – півмуфта ведуча;  
6 – бункер; 7 – корпус; 8 – гвинтовий живильник; 9 – труба (вал гвинтового живильника);  
10 – голчастий підшипник; 11 – суцільний вал; 12 – правий фланець; 13 – рама; 14 – лівий фланець;  
15 – радіально-упорний підшипник; 16 – кульки; 17 – стійка

Рисунок 1 – Гвинтовий конвеєр із запобіжною муфтою

Джерело: розроблено авторами



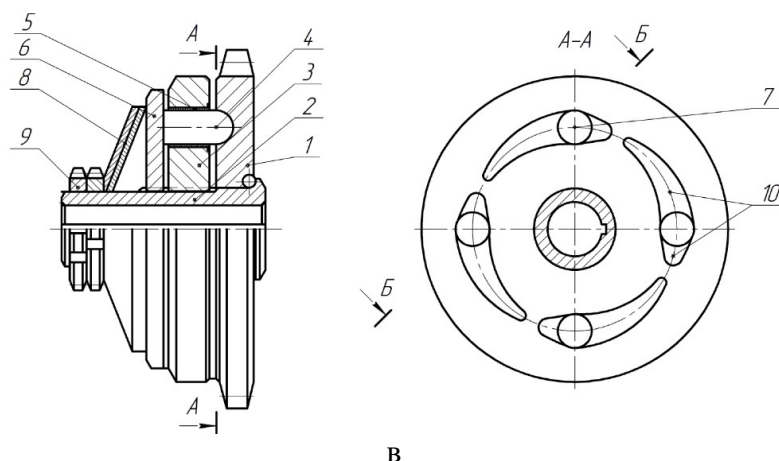


Рисунок 2 – Схема роботи запобіжного пристрою (а) загальний вигляд півмуфти (б) і конструктивна схема запобіжної муфти (в)

Джерело: розроблено авторами

По діаметру розміщення пальців та лунок з обох боків лунок на торцевій поверхні півмуфти ведучої виконані похилі робочі та зворотні канавки, причому кут нахилу робочої канавки  $\beta$  є значно меншим кута нахилу зворотної канавки  $\gamma$ .

Під час виникнення перевантаження півмуфта ведена зупиняється, а ведуча, відповідно, продовжує обертатися, це в свою чергу викликає вихід пальців із зачеплення з лунками. Внаслідок того, що пальці заокругленою частиною здійснюють рух по робочій канавці, тобто виникає плавне осьове відведення заклиненого робочого органу конвеєра. Внаслідок подальшого обертання півмуфти ведучої кульки по зворотній канавці заочуються у лунки, відновлюючи при цьому початковий стан муфти.

Під час виникнення заклинення робочого органу відбувається основне розчеплення півмуфт, тобто виконується вихід пальців із лунок на глибину лунки  $h$  по лінії  $ab$ , а це в свою чергу викликає розмикання кінематичного ланцюга приводу. Далі кульки рухаються по похилих робочих канавках (із кутом нахилу  $\beta$ ) півмуфти веденої (лінія  $bc$ ), отже, так і забезпечується плавне осьове відведення шнека на максимальну величину  $x_2$ . Це призводить до суттєвого зменшення динамічного навантаження на привід конвеєра. Внаслідок того, що півмуфта ведуча продовжує обертатися, то пальці заходять в початкове положення, здійснюючи при цьому рух по похилих зворотних канавках із кутом нахилу  $\gamma$  на торцевій поверхні півмуфти веденої (лінія  $de$ ), тобто виконується переміщення робочого органу на величину  $x_3$ , і отже відбувається плавне відновлення робочого стану гвинтового конвеєра.

З метою проведення аналізу зміни величини крутного моменту в залежності від повертання півмуфт запобіжного механізму на різних етапах його спрацювання, виконаний силовий розрахунок.

Розглянемо на першому етапі зачеплення заокруглених пальців із лунками півмуфти ведучої (рис. 2).

На цьому етапі початковий  $T_{10}$  і максимальний  $T_{1max}$  крутні моменти визначаються за формулою

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

де  $R$  – радіус розміщення пальців;

$c$  – жорсткість пружини;

$\delta_0$  – попередній натяг пружини;

$r$  – радіус заокруглення пальця;

$h$  – максимальна величина переміщення пальця по поверхні лунки;

$\varphi$  – кут тертя.

Розглянемо другий етап роботи муфти. На цьому етапі пальці разом із півмуфтою веденою переміщуються по похилій робочій канавці півмуфти ведучої, а це і викликає осьове відведення перевантаженого робочого органа (рис.1, б). При цьому початковий  $T_{2o}$  і максимальний  $T_{2\max}$  крутні моменти визначаються за залежністю

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

де  $x_1$  – біжуча величина виходу кульки із робочої канавки.

Розглянемо третій етап роботи муфти. На цьому етапі пальці із півмуфтою веденою переміщуються по похилих плоских поверхнях півмуфти ведучої у напрямку лунок, що призводить до відновлення початкового положення всієї системи (рис.1, б). Початковий  $T_{3o}$  і максимальний  $T_{3\max}$  крутні моменти визначаються за залежністю

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

де  $x_2$  – біжуча величина входу пальця в зворотну канавку.

Під час роботи муфти, коли відбувається рух пальців по канавках, утворюється деформація зсуву. Виконаємо перевірку умови міцності пальця на зріз при дії обертового моменту. Вважаємо, що напруження зрізу розподіляться рівномірно по поверхні контакту пальця і канавки, і визначаємо їх за формулою

$$\tau_{zp} = \frac{4F}{z\pi d^2} \leq [\tau]_{zp}, \quad (4)$$

де  $F_k$  – колова сила, що діє у зачепленні;

$z$  – кількість пальців;

$d$  – діаметр пальця;

$[\tau_{zp}]$  – допустиме напруження на зріз.

З метою встановлення характеру зміни максимального крутного моменту спрацювання пальцевої запобіжної муфти, а також для встановлення адекватності теоретичних досліджень проведено його експериментальні статичні випробування.

З цією метою використовували дослідну машину КМ–50–1. Для проведення досліджень у захватах машини закріплювали півмуфти пальцевого запобіжного пристрою. Загальний вигляд даного стенду, на якому розміщений пальцевий запобіжний механізм, показано на рис. 3.



Рисунок 3 – Загальний вигляд стенду, на якому розміщений пальцевий запобіжний пристрій  
Джерело: розроблено авторами

Навантаження на півмуфтуведучу задавали за допомогою обертання нижнього захвату за допомогою електродвигуна через систему передач. Значення крутного моменту визначалось по коловій шкалі, причому, відносно зміщення півмуфтфіксувалось за допомогою кутової шкали. Машина також містить записуючий пристрій, за допомогою якого викреслюється крива залежності обертового моменту від кута повороту нижнього захвату.

Під час проведення досліджень фіксування значення крутних моментів в залежності від кута провертання півмуфтиведучої проводили в десятиразовій повторюваності.

Ґрунтуючись на результатах досліджень, встановлено, що розчеплення півмуфтвиникало при максимальному крутному моменті, причому він значно зменшувався під час виходупальців на похилі робочі канавки півмуфти ведучої. Також під час руху пальців по робочих канавках величина крутного моменту зростала не суттєво. У випадку руху пальців по похилих зворотних канавках виникавпротимомент, проте його значення не перевищувало момент спрацювання пальцевого запобіжного механізму.

На рис. 4 представлена залежність зміни крутного моменту півмуфтиведучої і шнека  $T$  від кута відносного провертання півмуфт  $\rho$ , в статичному стані при різних кутових положеннях півмуфт при одному циклі спрацювання пальцевої запобіжної муфти.

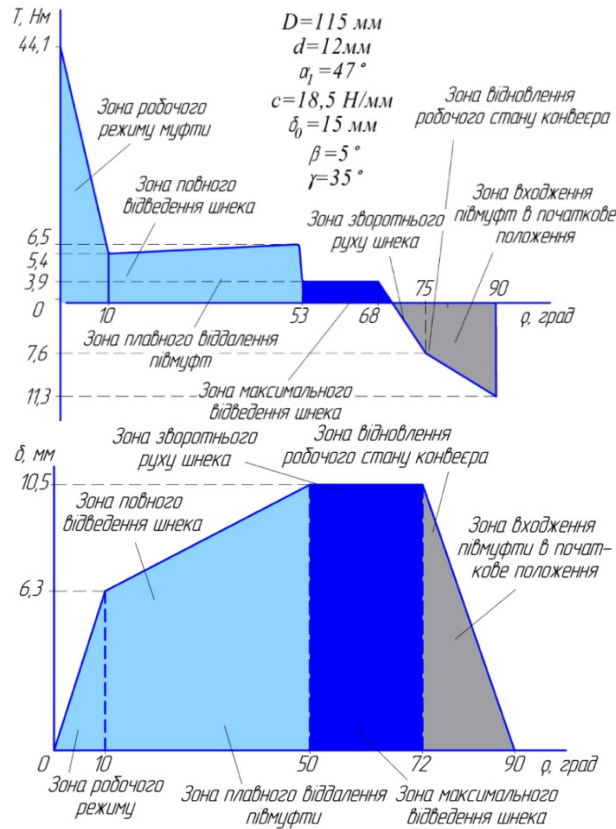
На рис. 5 показані графіки зміни напружень зрізу  $\tau_{zp}$  від кількості пальців  $z$  та величини діаметра пальців  $d$  при коловій силі  $F_k=1000$  Н.

Із графіків встановлено, що при збільшенні кількості пальців  $z$  напруження зрізу  $\tau_{zp}$  зменшується на 87...91 %, і при зростанні величин діаметра пальців  $d$  напруження зрізу  $\tau_{zp}$  спадає на 65...69 %.

Із графіків видно, що максимальне значення напруження зрізу рівне  $\tau_{zp} = 2,21$  МПа.

За третьою теорією міцності допустиме напруження дорівнює

$$[\tau]_{zp} = 0,5 \cdot 340 = 170 \text{ МПа.}$$



а

б

Рисунок 4 – Залежність крутного моменту  $T$  (а) та осевого переміщення веденої півмуфти  $\delta$  (б) від зміни кута відносного провертання півмуфти

Джерело: розроблено авторами

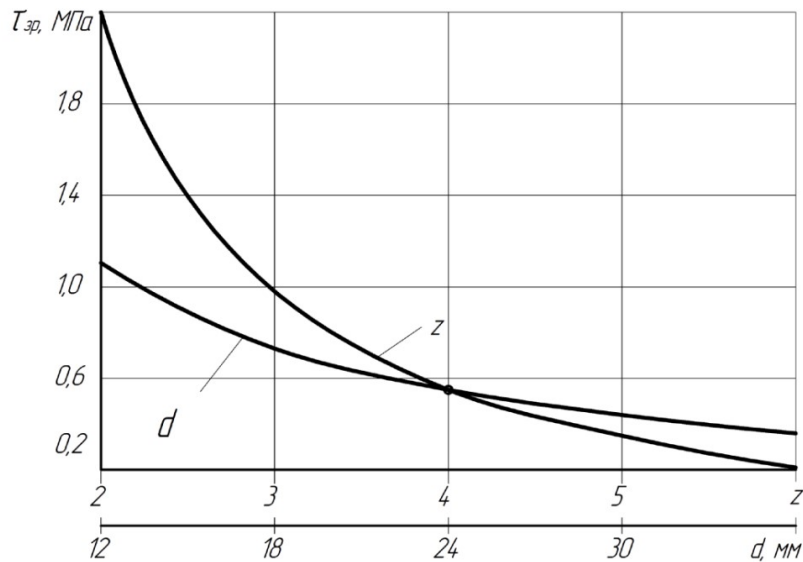


Рисунок 5 – Графічні залежності напружень зрізу  $\tau_{зр}$  від кількості пальців  $z$  та величини діаметра пальців  $d$  при колівій силі  $F_k=1000$  Н

Джерело: розроблено авторами

Отже, умова міцності на зріз виконується зі значним коефіцієнтом запасу міцності

$$n_{\tau} = \frac{[\tau]_{zp}}{\tau_{zp}} = \frac{170}{2,21} = 76,92.$$

У випадку передавання крутного моменту тільки одним пальцем (найгірший теоретичний варіант), матимемо:  $\tau_{zpmax}=8,84\text{МПа}$  і  $n_{\tau}=19,23$ .

Отже, навіть у такому теоретично можливому випадку міцність на зріз пальців муфти забезпечена.

Конструкція такої муфти забезпечує плавний процес відносного провертання півмуфт, виключає ударні навантаження на привід під час буксування муфти, має високий коефіцієнт чутливості та є простою у виготовленні. Проте, крутний момент, який передає муфта, є невисоким і, в основному, залежить від кута нахилу лунок, величини ексцентриситету кільцевих канавок та сили стискання пружини. Тому, з метою передачі максимальних значень крутних моментів, слід забезпечувати максимальну твердість поверхні кільцевих канавок, оскільки контактні напруження у парі кулька-поверхня канавки будуть мати великі значення.

**Висновки.** В роботі проаналізовано сучасний стан проблеми, котра полягає в зниженні динамічних навантажень на приводи конвеєрів під час виникнення критичних навантажень на їх робочих органах, а також забезпечення надійного захисту машин від поломок. В статті представлено теоретичні та експериментальні дослідження нової конструкції запобіжного механізму з осьовим відведенням заклиненого шнека для його виведення із зони перевантаження. Описано його будову та принцип роботи.

Представлено теоретичні залежності визначення зміни крутного моменту під час спрацювання пальцевої запобіжної муфти від кута відносного провертання півмуфт та конструктивних й технологічних параметрів елементів зачеплення.

На основі силового, кінетостатичного аналізу муфти встановлено характер і величину зміни їх крутного моменту на всіх етапах відносного провертання півмуфт.

Розроблені та виготовлені дослідні зразки пальцевої запобіжної муфти, щодало змогу провести комплекс експериментальних досліджень. Для запобіжної муфти гвинтового конвеєра на основі аналізу даних теоретичних і експериментальних випробувань виконано порівняння адекватності теоретичних обчислень і реальних значень крутних моментів під час спрацювання механізму. Встановлено, що похибка між результатами досліджень знаходиться в межах 5,5...21,1%.

Також проведено перевірку умови міцності робочого елемента (пальця) запобіжної муфти на зріз при дії обертового моменту, на основі якого встановлено, що навіть у такому теоретично можливому випадку міцність на зріз пальців муфти забезпечена.

## Список літератури

1. Nevko R.B., Klendiy O.M. The investigation of the process of a screw conveyer safety device actuation . *INMATEH: Agricultural engineering*. 2014. Vol. 42, no.1. Pp. 55–60.
2. Nevko R.B. Rozum R.I., Klendii O.M. Development of design and investigation of operation processes of loading pipes of screw conveyors . *INMATEH: Agricultural engineering*. 2016. Vol.50, no.3. Pp.89–94.
3. Гевко Р.Б., Клендій О.М. Методика проведення досліджень шнекового транспортера із запобіжним пристроєм . *Сільськогосподарські машини: зб. наук. статей*. 2013. Вип. 24. С. 67–74.
4. Кіндрацький Б.І., Шпак О.О. Динаміка приводу з кульковою запобіжною муфтою, оснащеною блокувальним пристроєм. *Вісник НТУ «ХПІ». Темат. вип. «Машинознавство і САПР»*. 2008. № 14. С.53–65.
5. Nevko R.B., Klendiy M.B., Klendiy O.M. Investigation of a transfer branch of a flexible screw conveyer, *INMATEH: Agricultural engineering*. 2016. Vol.48, no.1. Pp.29–34.
6. Гевко Р.Б. Гладь Ю.Б., Шинкарик М.І., Клендій О.М. Динамічний розрахунок запобіжного пристрою шнекового транспортера . *Вісник інженерної академії України*. 2014. № 2. С.163–168.



7. Матвійчук А.В. Розробка і дослідження дворядних кулькової і кульково-клинової запобіжних муфт коренеклубнезбиральних машин: автореф. дис. ...канд. техн. наук. Тернопіль, 1996. 20с.
8. Гевко Р.Б. Клендій О.М. Обґрунтування параметрів робочих поверхонь захисного пристрою шнекового транспортера за контактними напруженнями в елементах зачеплення. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України*. 2014. Вип. 194, Ч.1. С.164–174.
9. Гевко Р.Б. Клендій О.М. Визначення контактних напружень в елементах зачеплення запобіжної муфти. *Сучасні технології промислового комплексу-2016: Матеріали II-ї Міжнародної науково-практичної конференції (14–18 вересня, 2016 р.)*. Херсонський національний технічний університет. С. 134–137.
10. Оптимізація габаритів запобіжних фрикційних муфт шляхом уточнення коефіцієнту тертя / В.О. Малащенко, П.С. Коруняк, В.В. Малащенко, А.О. Борис. *Подъемно-транспортная техника*. 2013. №3 (39). С.22–29.
11. Поліщук В.А., Гевко Р.Б. Підвищення надійності захисту робочих органів коренезбиральних машин. *Вісник Національного аграрного університету*. Т. 2 “Перспективні технології вирощування та збирання цукрових буряків”. 1997. С. 79–82.

## Referencis

1. Hevko, R.B. & Klendiy, O.M. (2014). The investigation of the process of a screw conveyer safety device actuation. *INMATEH: Agricultural engineering*, vol. 42, 1, 55–60 [in English].
2. Hevko, R.B. Rozum, R.I. & Klendii, O.M. (2016). Development of design and investigation of operation processes of loading pipes of screw conveyors. *INMATEH: Agricultural engineering*, Vol.50, 3, 89–94 [in English].
3. Hevko, R.B. & Klendii, O.M. (2013). Metodyka provedennia doslidzhen shnekovoho transportera iz zapobizhnyim prystroiem [Research methodology of a screw conveyor with a safety device]. *Silskohospodarski mashyny : zb. nauk. Statei – Agricultural machines: collection of science articles*, Issue 24, 67–74 [in Ukrainian]
4. Kindratskyi, B.I. & Shpak, O.O. (2008). Dynamika pryvodu z kulkovoiu zapobizhnoiu muftoiu, osnashchenoiu blokuvalnym prystroiem [Dynamics of a drive with a safety ball coupling equipped with a locking device]. *Visnyk NTU «KhPI». Temat. vyp. «Mashynoznavstvo i SAPR» – Bulletin of NTU "KhPI". Subject. issue "Mechanical science and CAD", 14, 53–65 [in Ukrainian]*
5. Hevko, R.B., Klendiy, M.B. & Klendiy, O.M. (2016). Investigation of a transfer branch of a flexible screw conveyer. *INMATEH: Agricultural engineering*, Vol.48, 1, 29–34 [in English].
6. Hevko, R.B., Hlado, Yu.B., Shynkaryk, M.I. & Klendii, O.M. (2014). Dynamichniy rozrakhunok zapobizhnoho prystroiu shnekovoho transportera [Dynamic calculation of the safety device of the screw conveyor]. *Visnyk inzhenernoi akademii Ukrainy – Bulletin of the Engineering Academy of Ukraine*, 2, 163–168 [in Ukrainian].
7. Matviichuk A.V. (1996). Rozrobka i doslidzhennia dvoriadnykh kulkovoi i kulkovo-klynovoi zapobizhnykh muft koreneklubnezbyralnykh mashyn [Development and research of double-row ball and ball-wedge safety clutches of root and club harvesting machines]. *Extended abstract of candidate's thesis*. Ternopil [in Ukrainian]
8. Hevko, R.B. & Klendii, O.M. (2014). Obgruntuvannia parametriv robochykh poverkhon zakhysnoho prystroiu shnekovoho transportera za kontaktnymy napruzhenniamy v elementakh zacheplennia [Justification of the parameters of the working surfaces of the protective device of the screw conveyor according to the contact stresses in the engagement elements Justification of the parameters of the working surfaces of the protective device of the screw conveyor according to the contact stresses in the engagement elements]. *Naukovyi visnyk Natsionalnoho universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannia Ukrainy – Scientific Bulletin of the National University of Bioresources and Nature Management of Ukraine*, Issue 194, 1, 164–174 [in Ukrainian]
9. Hevko, R.B. & Klendii, O.M. (2016). Vyznachennia kontaktnykh napruzhzen v elementakh zacheplennia zapobizhnoi mufty [Determination of contact stresses in safety clutch engagement elements]. *Modern technologies of the industrial complex-2016: II-a Mizhnarodna naukovo-praktychna konferentsia (14–18 veresnia, 2016r., Kherson) – II International Scientific and Practical Conference (134–137)*. Khersonskyi natsionalnyi tekhnichnyi universytet. [in Ukrainian]



10. Malashchenko, V.O., Koruniak, P.S. Malashchenko, V.V. & Borys, A.O. (2013). Optymizatsiia habarytiv zapobizhnykh fryktsiinykh muft shliakhom utochnennia koefitsiientu tertia [Optimizing the dimensions of safety friction clutches by refining the friction coefficient] . *Pod#emno-transportnajtehnika – Lifting and transport equipment*, 3 (39), 22–29 [in Ukrainian].
11. Polishchuk, V.A. & Hevko, R.B. (1997). Pidvyshchennia nadiinosti zakhystu robochykh orhaniv korenezbyralnykh mashyn [Increasing the reliability of the protection of the working organs of root-harvesting machines] . *Visnyk Natsionalnoho ahrarnoho universytetu. Vol. 2. “Perspektyvni tekhnolohii vyroshchuvannia ta zbyrannia tsukrovykh buriakiv” – Increasing the reliability of the protection of the working bodies of root-harvesting machines. Bulletin of the National Agrarian University. T. 2 “Promising technologies for growing and harvesting sugar beets”*. 79–82 [in Ukrainian]

**Volodymyr Bulgakov**, Prof., DSc., **Oleksandra Trokhanyak**, Assoc. Prof., PhD tech. sci.

*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Kyiv, Ukraine*

### **Research and Improvement of Safety Mechanisms of Screw Conveyors**

Many different types of safety mechanisms that are used for mechanical processing machines, such as screw conveyors, to one degree or another provide the requirements set for them regarding the process of functioning during the occurrence of critical loads on the conveyor screws. However, traditional safety ball and cam couplings, when triggered, cause significant shock dynamic loads, and this subsequently causes the destruction of both couplings and conveyor drives. Friction safety clutches have low operating accuracy and do not allow reliable protection of working bodies and drives of machines. Therefore, in order to ensure reliable protection of the working bodies and drives of conveyors, with minor shock loads during the operation of the safety mechanisms, it is advisable to develop new designs of safety ball couplings with closed circular profiles of the engagement elements.

The purpose of the work is to increase the operational performance and reliability of the safety clutch by developing a new design of the safety mechanism, which will make it possible to create a wide range of elastic mode of operation before the safety one in the event of an overload of the conveyor screw. The research was carried out using the methods of the theory of mathematical and computer modeling. the method of mathematical planning of the experiment.

The article presents new developments of the protective mechanism of the conveyor, which will provide protection of the working bodies against overloads in the axial direction. The article presents theoretical equations for determining the change in torque during clutch activation depending on the angle of relative rotation of the half-couplings and the design and technological parameters of the coupling elements. The work presents graphical dependencies and analyzes the intensity of influence of various parameters on the nature and magnitude of the torque, developed appropriate stands and methods for conducting experimental studies to determine the recommended parameters of safety clutches, as well as presented the results of the conducted experiments.

**protective mechanisms, safety clutch, structural and kinematic parameters, load, experimental stand, working bodies**

*Одержано (Received) 18.09.2023*

*Прорецензовано (Reviewed) 04.10.2023*

*Прийнято до друку (Approved) 27.12.2023*