

Войтюк, С.Ф. Пилипака // Механізація та електрифікація сільського господарства. – Глеваха, 2008. –Вип. 92. –С. 49 – 62.

Составлены дифференциальные уравнения движения материальной частицы по внутренней поверхности вертикального цилиндра, который вращается вокруг собственной оси. В свою очередь все точки оси цилиндра осуществляют поступательное колебательное вращение, описывая при этом горизонтальные окружности. Уравнения решены численными методами. Найдены относительные скорости и траектории частиц.

Вертикальний циліндр, колебательное вращение, материальная частица, траектория частиц, дифференциальные уравнения.

The differential equations of movement of a particle on an internal surface of the vertical cylinder which rotates round own axis are worked out. In turn all points of an axis of the cylinder carry out forward oscillatory rotation, describing thus horizontal circles. The equations are solved by numerical methods. Relative speeds and trajectories of particles are found.

The vertical cylinder, oscillatory rotation, a material corpuscle, trajectories of particles, differential equations.

УДК 631.358.42

ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧИХ ПОВЕРХОНЬ ЗАХИСНОГО ПРИСТРОЮ ШНЕКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА ЗА КОНТАКТНИМИ НАПРУЖЕННЯМИ В ЕЛЕМЕНТАХ ЗАЧЕПЛЕННЯ

**Р.Б. Гевко, доктор технічних наук
Тернопільський національний економічний університет
О.М. Клендій, інженер
Тернопільський національний технічний
університет імені Івана Пулюя**

Наведено конструкцію шнекового транспортера із запобіжним пристроєм з розділеними в часі режимами буксування та осьового зміщення шнека для відновлення робочого стану конвейєра у випадку виникнення перевантаження. Проведено розрахунок за контактними напруженнями в елементах зачеплення на всіх етапах спрацювання запобіжного пристрою, рівень яких є визначальним показником, що впливає на інтенсивність зношення поверхонь контакту.

Шнековий транспортер, запобіжний пристрій, півмуфта, крутильний момент, канавка.

© Р.Б. Гевко, О.М. Клендій, 2014

Шнекові транспортери отримали широке застосування під час переміщення сипких і кускових матеріалів у різних виробничих процесах. Однак при транспортуванні матеріалів можливі заклинювання гвинтового робочого органу, що виникають у результаті наявності зазору між поверхнею обертання шнека та внутрішньою поверхнею направляючої труби. Для відновлення працездатності конвейєра необхідно відвести шнек в осьовому напрямку і звільнити заклинене ребро шнека від контакту з матеріалом, і в подальшому після зняття перевантаження шнек повинен повернутися в початкове положення для подальшого транспортування матеріалу в зону вивантаження.

Існують різні способи осьового відведення заклиненого гвинтового робочого органу – за допомогою реверсних механізмів, кулькових запобіжних муфт з профільним виконанням лунок, як при виході із зачеплення, так і при їх входженні [1, 2, 4, 8].

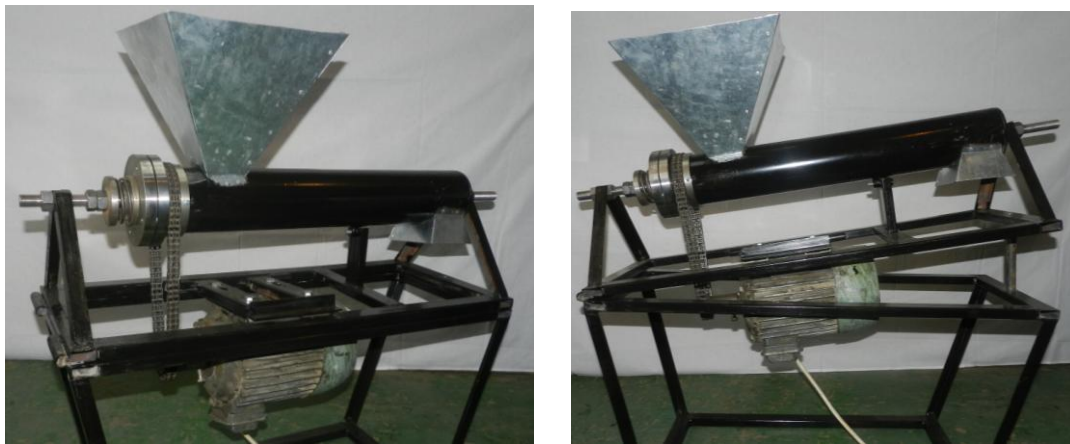
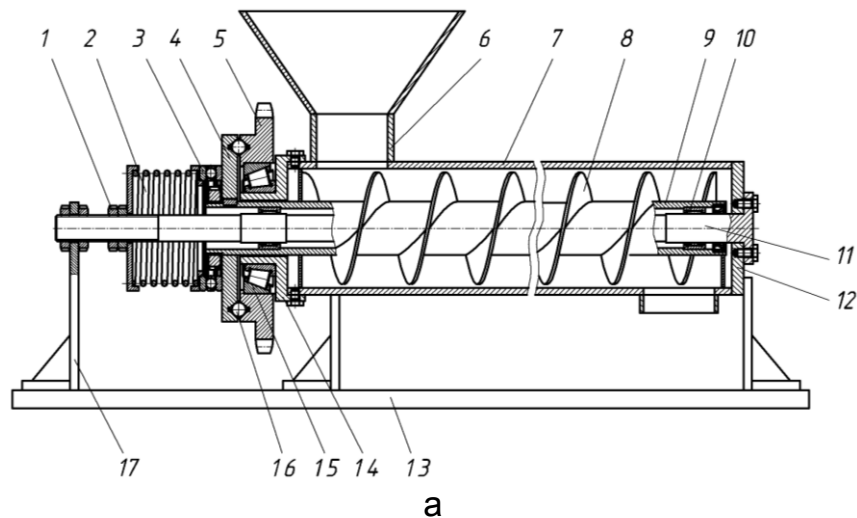
Аналіз досліджень показав, що основними недоліками існуючих запобіжних пристроїв, які забезпечують реверсування перевантажених робочих органів є їх конструктивна та технологічна складність, велика матеріаломісткість, ненадійність у роботі. Також вони мають великі габаритні розміри, а при їх роботі виникають значні динамічні навантаження, внаслідок сил інерції ведених ланок привода та робочого органу з автоматичним відновленням його початкового положення.

Мета досліджень – підвищення ефективності функціонування шнекових транспортерів в екстремальних умовах експлуатації шляхом розроблення та обґрунтування раціональних параметрів запобіжного механізму шнекового робочого органу, який забезпечить його автоматичне відведення при перевантаженні та подальше відновлення його початкового положення.

Результати досліджень. Для підвищення експлуатаційних показників гвинтових конвейєрів розроблено запобіжний пристрій для шнекового транспортера [6].

На рис. 1 зображені схема та загальний вигляд шнекового транспортера із запобіжним пристроєм. Він складається з рами 13, на якій розміщений бункер 6 і корпус транспортера 7. У корпусі транспортера розташований гвинтовий живильник 8, вал котрого виконаний у вигляді труби 9, в середину якої через підшипники 6 встановлено суцільний вал 11, жорстко закріплений правим фланцем 12 у корпусі. З лівої сторони суцільний вал жорстко закріплений у стояку 17. На лівому фланці 14 через радіально-упорний підшипник 15 встановлений 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 підтиснута пружним елементом 2. За допомогою гайки 1 відбувається регулювання крутного моменту, який передає запобіжний пристрій.

Робота шнекового транспортера здійснюється так. Сипкий матеріал через бункер потрапляє на шнек, який транспортує його в напрямку вивантаження. При потраплянні неподібнювальних тіл у зону між поверхнею шнека і внутрішньою поверхнею корпуса виникає заклинювання.



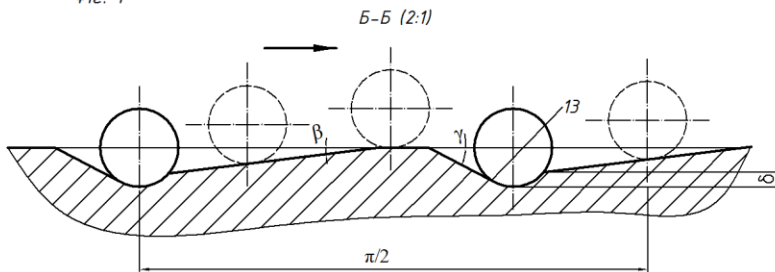
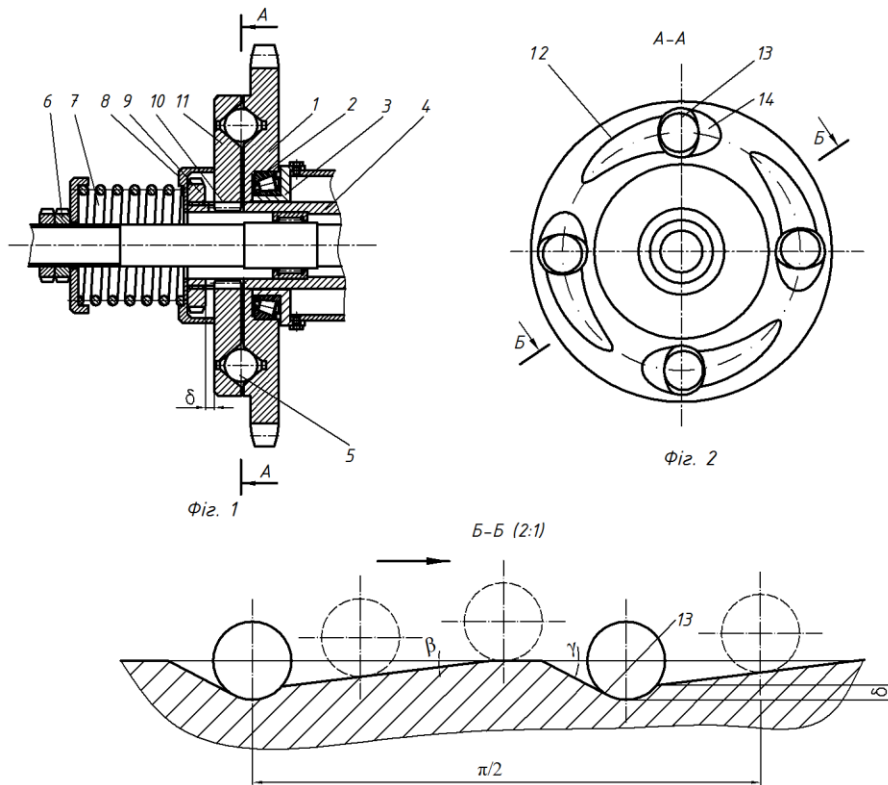
б

Рис. 1. Конструктивна схема (а) та загальний вигляд (б) шнекового транспортера із запобіжним пристроєм

З метою усунення заклинення робочого органу шнекового транспортера при передачі крутного моменту запропоновано використовувати запобіжний пристрій [5] з розділеними в часі режимами буксування та осьового зміщення шнека для відновлення робочого стану конвейєра, конструктивна схема якого та загальний вигляд робочої поверхні ведучої півмуфти показано на рис.2.

Запобіжний пристрій (рис. 2, а) 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, величина якого відповідає запобіжному режиму. Ведена півмуфта 11 підтиснута в сторону ведучої півмуфти 1 центральною пружиною 7, яка взаємодіє із гайкою 6 і втулкою 8. По діаметру розташування кульок 5 і лунок 13 із двох сторін кожної лунки на торцевій поверхні ведучої півмуфти 1 виконані похилі канавки робоча 12 і зворотна

14, причому кут нахилу робочої канавки є значно меншим кута нахилу зворотної канавки.



а



б



в

Рис. 2. Конструктивна схема (а), загальний вигляд (б) запобіжного пристрою та загальний вигляд (в) робочої поверхні ведучої півмуфти

Робота запобіжного пристрою здійснюється так. В процесі передачі крутильного 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, при цьому, продовжує обертатись, що призводить до виходу кульок 5 із зачеплення з лунками 13, оскільки кульки 5 рухаються по робочій канавці 12, яка має кут нахилу лунки на торцевій

поверхні ведучої півмуфти 1, то 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 на торцевій поверхні ведучої півмуфти 1, тобто відбувається плавне «м'яке» відновлення початкового стану.

Для визначення конструктивних параметрів запобіжного пристрою шнекового транспортера проведений розрахунок за контактними напруженнями в елементах зачеплення на всіх етапах спрацювання.

На основі контактної задачі Герца встановлено взаємозв'язок між величиною контактних напружень та конструктивними параметрами елементів зачеплення запобіжного пристрою шнекового транспортера [7].

На першому етапі спрацювання запобіжного пристрою розглядаємо лунку із плоскою і ввігнутою поверхнями (рис. 3). В цьому випадку площина контакту тіл взаємодії має вигляд еліпса з півосями:

$$a = \alpha \sqrt[3]{\frac{3F(1-\mu^2)}{E \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_1'} + \frac{1}{\rho_2} + \frac{1}{\rho_2'} \right)}}; \quad b = \beta \sqrt[3]{\frac{3F(1-\mu^2)}{E \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_1'} + \frac{1}{\rho_2} + \frac{1}{\rho_2'} \right)}}, \quad (1)$$

де μ – коефіцієнт Пуассона; F – зусилля в зоні контакту тіл взаємодії, Н; $\rho_1; \rho_1'; \rho_2; \rho_2'$ – радіуси кривини тіл контакту, м; E – модуль пружності.

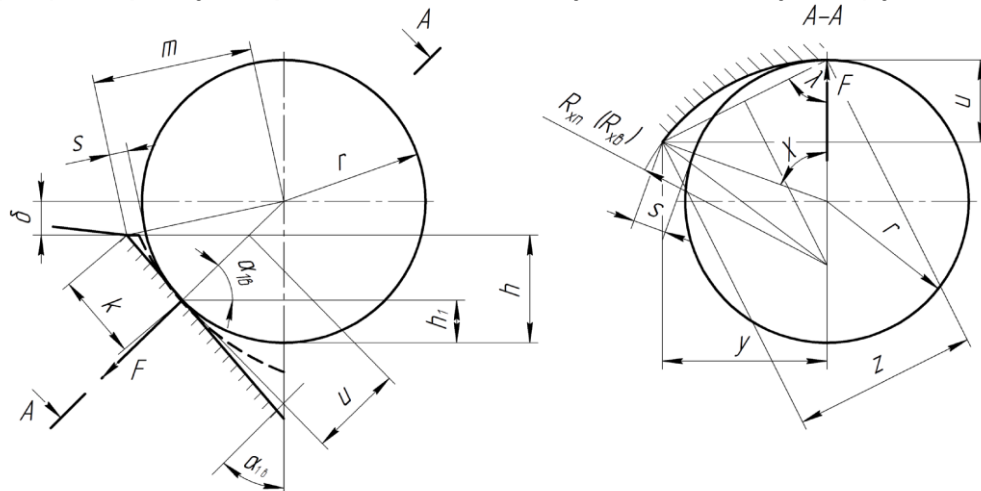


Рис. 3. Розрахункова схема для визначення радіуса R_x , який описує радіус лунки в площині дії сили F

Значення коефіцієнтів α і β наводяться в таблиці [7; с. 630] як функції допоміжного кута ψ , що розраховується за формулою

$$\cos \psi = \frac{\pm \sqrt{\left(\frac{1}{\rho_1} - \frac{1}{\rho_1'} \right)^2 + \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_2'} \right)^2 + 2 \left(\frac{1}{\rho_1} - \frac{1}{\rho_1'} \right) \cdot \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_2'} \right) \cos 2\theta}}{\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_1'} + \frac{1}{\rho_2} + \frac{1}{\rho_2'}}, \quad (2)$$

де θ – кут між головними площинами кривини тіл, в яких лежать менші радіуси ρ_1 і ρ_2 . Для конкретного випадку кут λ рівний 90° .

Величина R_{xn} , яка визначає радіус лунки з плоскою поверхнею в площині дії нормальної сили F розраховується із рівняння

$$R_{xn} = \frac{\sqrt{\left((r+s) \sin \left(\arccos \left(\frac{\delta}{(r+s) \sin \alpha_1} \right) \right) \right)^2 + \left(\frac{r \sin \alpha_1 - \delta}{\sin \alpha_1} \right)^2}}{2 \cos \left(\arctg \left(\frac{(r+s) \sin \left(\arccos \left(\frac{\delta}{(r+s) \sin \alpha_1} \right) \right)}{\frac{r \sin \alpha_1 - \delta}{\sin \alpha_1}} \right) \right)}, \quad (3)$$

$$s = \sqrt{r^2 + \left(\frac{r \sin \alpha_1 - \delta}{\cos \alpha_1} \right)^2} - r$$

де s – величина зазору,

Величина $R_{xв}$, яка визначає радіус лунки з ввігнутою поверхнею в площині дії нормальної сили F , розраховується із рівняння

$$R_{xв} = \frac{\sqrt{\left((r+s) \sin \left(\arccos \left(\frac{R\delta}{(r+s)((R-r) \sin \alpha_1 - h+r)} \right) \right) \right)^2 + \left(r - \frac{R\delta}{(R-r) \sin \alpha_1 - h+r} \right)^2}}{2 \cos \left(\arctg \left(\frac{(r+s) \sin \left(\arccos \left(\frac{R\delta}{(r+s)((R-r) \sin \alpha_1 - h+r)} \right) \right)}{r - \frac{R\delta}{(R-r) \sin \alpha_1 - h+r}} \right) \right)}, \quad (4)$$

$$s = \sqrt{r^2 + \left(\frac{\frac{r}{R}((R-r) \sin \alpha_1 - h+r) - \delta}{\cos \left(\arcsin \left(\frac{(R-r) \sin \alpha_1 - h+r}{R} \right) \right)} \right)^2} - r$$

де s – величина зазору,

Таким чином, варіативним методом можна підібрати такі геометричні параметри торцевої поверхні ведучої півмуфти запобіжного пристрою, які при заданих зусиллях контакту, відповідних матеріалах дозволяють забезпечити умову, при якій максимальні напруження не перевищували б допустимі.

Далі визначаємо, яким чином максимальні напруження, що виникають у зонах контакту тіл взаємодії будуть залежати від умовного радіуса кривини R_{xn} і $R_{xв}$, а також зусилля контактної взаємодії.

На рис. 4, а, б показано графічні залежності відповідно $R_{xn} = f(\alpha_1; r; \delta)$; $R_{xв} = f(R; r; \delta)$.

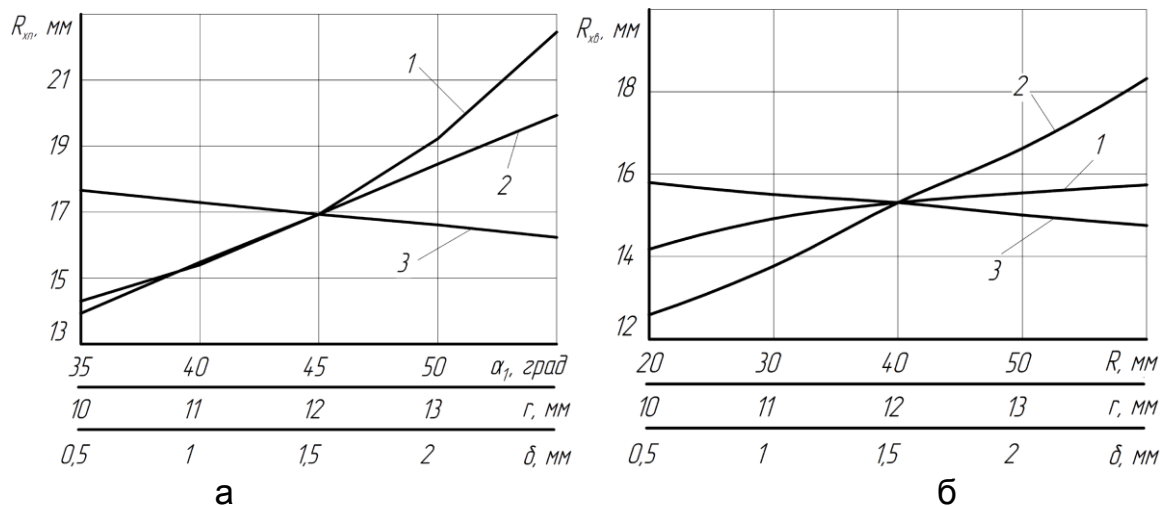


Рис. 4. Графічні залежності радіуса кривини R_x :

1 – від радіуса профілю криволінійної поверхні лунок R ; 2 – від радіуса кульки r ; 3 – від величини зазору δ

Із аналізу $R_{xn} = f(\alpha_1; r; \delta)$ видно, що при незмінних інших параметрах збільшення кута нахилу поверхні лунки α_1 від 35° до 55° спричиняє зростання величини радіуса кривини R_{xn} на 56,9 %; при зростанні радіуса кульки r – значення радіуса кривини R_{xn} збільшується на 43,1 %; а при збільшенні величини зазору δ від 0,5 мм до 2,5 мм – R_{xe} зменшується на 8,1 %. Отже, найбільший вплив на зміну величини радіуса кривини R_{xn} має параметр r . Тому, при аналізі напружень $\sigma = f(R_{xn})$ величину R_{xe} змінюватимемо в діапазоні $R_{xn} = 14,31 \dots 22,45$ мм.

Із аналізу $R_{xe} = f(R; r; \delta)$ видно, що при незмінних інших параметрах збільшення радіуса профілю криволінійної поверхні лунок R спричиняє зростання величини радіуса кривини R_{xe} на 11,3 %; при зростанні радіуса кульки r – значення радіуса кривини R_{xe} збільшується на 45,3 %; а при збільшенні величини зазору δ – R_{xe} зменшується на 6,8 %. Отже, найбільший вплив на зміну величини радіуса кривини R_{xe} має параметр r . Тому при аналізі напружень $\sigma = f(R_{xe})$ величину R_{xe} змінюватимемо в діапазоні $R_{xe} = 12,61 \dots 18,33$ мм.

Застосовуючи табличні значення для визначення α і β та рівняння (1) при встановленому значенні зусилля F максимальні напруження стиску в центрі площини контакту визначаються за відомою формулою:

$$\sigma_{\max} = 1,5 \frac{F}{\pi ab}. \quad (4)$$

На рис. 5 наведено графічні залежності максимальних контактних напружень σ_{\max} в елементах взаємодії від умовного радіуса кривизни R_x .

З їх аналізу можна встановити, що зростання величини R_x призводить до збільшення максимальних напружень. При збільшенні сили F у 5 разів виникає зростання максимальних напружень σ_{\max} лише на 18,3...18,6 %. Отже, при більшій силі взаємодії зростає площа контакту, що викликає зменшення інтенсивності зростання максимальних напружень σ_{\max} .

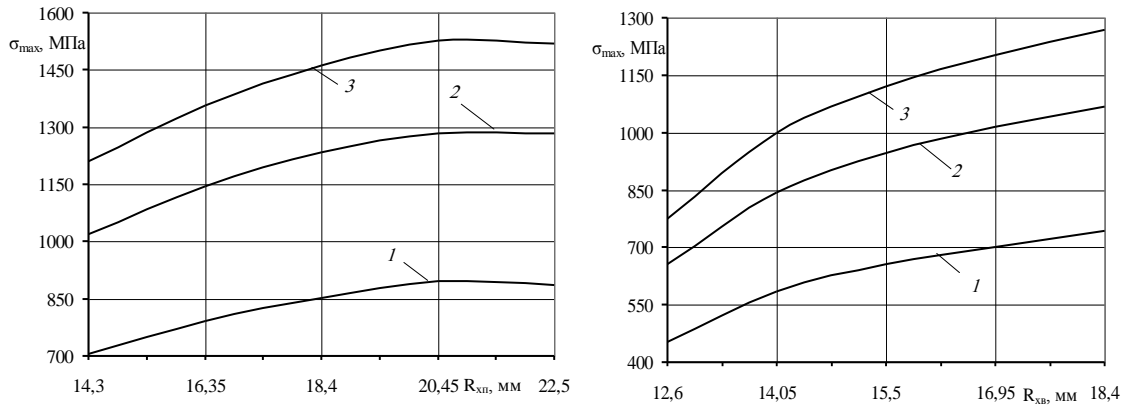


Рис. 5. Графічні залежності максимальних контактних напру-

жень σ_{\max} від радіуса кривизни $R_{xл}$ (а) і $R_{xв}$ (б) для F :

1 – $F = 100$ Н; 2 – $F = 300$ Н; 3 – $F = 500$ Н.

Розглядаємо другий етап спрацювання запобіжного пристрою, при якому кульки виходять із лунок на похилі плоскі поверхні ведучої півмуфти:

Вирази для визначення півосей еліпса мають вигляд:

$$a = 1,397n_a \sqrt[3]{\frac{Fr}{3E}}; \quad b = 1,397n_b \sqrt[3]{\frac{Fr}{3E}}, \quad (5)$$

де n_a і n_b - табличні коефіцієнти.

Канавка має в двох площинах криволінійну поверхню.

У цьому випадку для визначення напружень слід використовувати четверту теорію міцності [7]:

$$\sigma_{еквIV} = \sqrt{\frac{1}{2}((\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2)} \leq [\sigma], \quad (6)$$

де $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ - головні напруження.

Виразивши $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ через максимальні напруження σ_{\max} у центрі площини контакту, запишемо умову міцності (6) у вигляді

$$\sigma_{\max} \leq \frac{1}{m}[\sigma] \leq [\sigma]_{\text{конт}}. \quad (7)$$

Значення коефіцієнта m наведено в таблиці [7; с. 631] залежно від співвідношення півосей еліпсної площини контакту b/a .

Використовуючи рівняння (4) та (5) при встановленому значенні зусилля F , визначаємо максимальні напруження стиску в центрі площини контакту.

На рис. 6 показані графічні залежності максимальних контактних напружень σ_{\max} в елементах взаємодії від радіуса r для різних значень сили F .

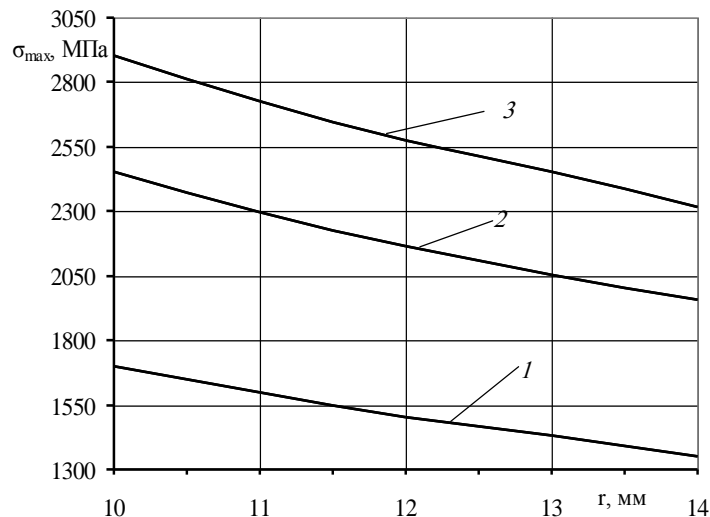


Рис. 6. Графічні залежності максимальних контактних напружень σ_{\max} в елементах взаємодії на другому етапі спрацювання запобіжного пристрою від радіуса r для F :

1 – $F = 100$ Н; 2 – $F = 300$ Н; 3 – $F = 500$ Н.

З аналізу графічних залежностей встановлено, що зростання величини r призводить до зменшення максимальних напружень σ_{\max} .

При збільшенні сили F у 5 разів виникає зростання максимальних напружень σ_{\max} лише на 70,5...71,9 %. Отже, при більшій силі взаємодії на другому етапі роботи запобіжного пристрою площа контакту зростає повільніше, ніж на першому етапі.

Розглядаємо третій і четвертий етапи роботи запобіжного пристрою, при якому кульки з веденою півмуфтою спочатку переміщуються по похилій робочій канавці ведучої півмуфти, що спричиняє осьове відведення перевантаженого шнека, а потім – по похилих плоских поверхнях ведучої півмуфти в напрямку лунок для відновлення початкового положення всієї системи.

Площина контакту кульки і канавки буде мати вигляд круга із радіусом:

$$a = \sqrt[3]{\frac{3FrD(1-\mu^2)}{E(D+2r)}} \quad (8)$$

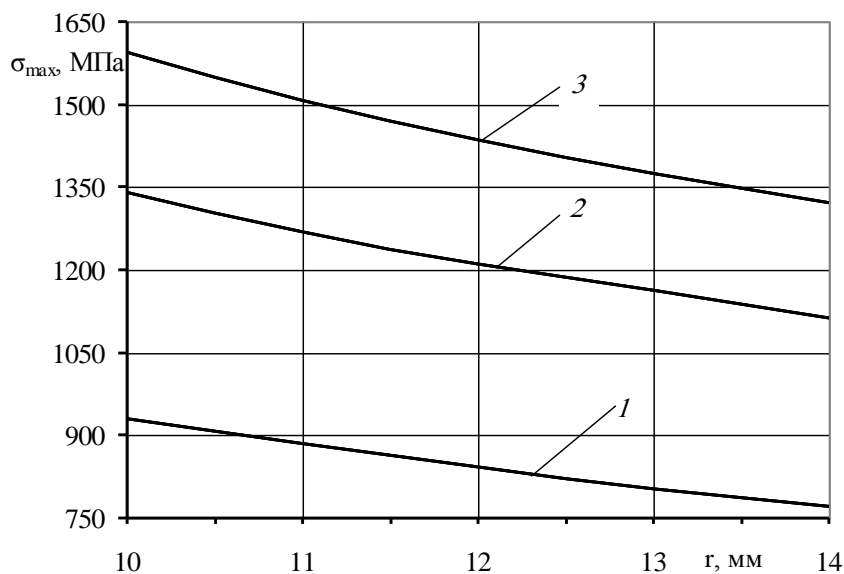
Використовуючи рівняння (8) при встановленому значенні зусилля F максимальні напруження стиску в центрі площини контакту визначаються за формулою (4).

На рис. 7 наведено графічні залежності максимальних контактних напружень σ_{\max} в елементах взаємодії від радіуса r для різних значень сили F .

З аналізу рис. 7 можна встановити, що зростання величини r призводить до зменшення максимальних напружень.

При збільшенні сили F у 5 разів виникає зростання максимальних напружень σ_{\max} лише на 71,6 %. Отже, при більшій силі взаємодії виникає повільне зменшення інтенсивності зростання максимальних напружень σ_{\max} .

Користуючись цими залежностями, а також таблицею 62 [7, с. 643] відносно допустимих максимальних напружень на площині контакту $[\sigma]_{\text{конт}}$ підбирають матеріал півмуфт запобіжного пристрою шнекового транспортера, який забезпечує умову міцності за контактними напруженнями.



**Рис. 7. Графічні залежності максимальних контактних напружень σ_{\max} в елементах взаємодії на третьому і четвертому етапах спрацювання запобіжного пристрою від радіуса r для F :
1 – $F = 100$ Н; 2 – $F = 300$ Н; 3 – $F = 500$ Н.**

Висновки

На основі проведеного патентного огляду та аналізу існуючих конструктивно-технологічних схем захисних пристроїв гвинтових конвейерів запропоновано нову конструкцію запобіжного пристрою, яка дозволяє суттєво зменшити динамічні навантаження на привод, що значно підвищує довговічність та експлуатаційні характеристики шнекових транспортерів. Також проведено розрахунок за контактними напруженнями в елементах

зачеплення на всіх етапах спрацювання запобіжного пристрою, рівень яких є визначальним показником, що впливає на інтенсивність зношення поверхонь контакту.

Список літератури

1. А.с. 1437597, МКИ F16D 7/04. Предохранительное устройство / В.К. Сулимов, Т.В. Сулимова, Р.Б. Гевко. – №4155124; заявл. 02.12.86; опубл. 15.11.88, Бюл. №42.
2. А.с. 1456342, МКИ B65G 33/24. Предохранительное устройство / Б.М. Гевко, Р.Б. Гевко. – №4102349; заявл. 11.05.89; опубл. 07.02.89, Бюл. №5.
3. Павлова І.О. Обґрунтування параметрів шарнірного робочого органу гвинтового конвейера: дис...канд. техн. наук: 05.05.05. / Павлова Ірина Олексіївна. –Тернопіль, 2006. – 140 с.
4. Павлова І.О. Силовий розрахунок шарнірних елементів гнучкого вала гвинтового робочого органу / І.О. Павлова, А.О. Вітровий // Вісник Тернопільського держ. техн. ун-ту. – Тернопіль: ТДТУ, 2003. – Т. 8. – С. 44–49.
5. Пат. №62097 Україна, МПК B65G 53/00. Шнековий транспортер із запобіжним пристроєм / Шинкарик М.І., Клендій О.М., Вітровий А.О.: заявник і власник патенту Тернопільський нац. економ. ун-т. – № u201101100, заявл. 01.02.2011; опубл. 10.08.2011, Бюл. №15.
6. Пат. №71785 Україна, МПК F16D 7/00. Запобіжний пристрій / Гевко Р.Б., Клендій О.М.: заявник і власник патенту Тернопільський нац. економ. ун-т. - № u201200608; заявл. 19.01.2012; опубл. 25.07.2012, Бюл. № 14.
7. Писаренко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. – [2-е изд.]. – К.: Наук. думка, 1988. – 736 с.
8. Поляков В.С. Справочник по муфтам / Поляков В.С., Барабаш И.Д., Ряховський О.А. – Л.: Машиностроение, 1979. – 344 с.

Приведена конструкція шнекового транспортера с предохранительным устройством с разделенными во времени режимами буксования и осевого смещения шнека для восстановления рабочего состояния конвейера в случае возникновения перегрузки. Произведен расчет за контактными напряжениями в элементах зацепления на всех этапах срабатывания предохранительного устройства, уровень которых является определяющим показателем, влияющим на интенсивность износа поверхностей контакта.

Шнековый транспортер, предохранительное устройство, полу муфта, крутящий момент, канавка.

In this paper presents the design of screw conveyor with the safety device conveyor when moving material is suggested to use the safety device with split in time of regimes slipping and of axial displacement of the screw for automatic recovery your condition conveyor. Also, been calculated of contact

stresses in the elements of engagement at all stages of a safety device, the level of which is the determining factors affecting the rate of wear of the contact surfaces.

Screw conveyor, the safety device, half the clutch, torque, the groove.

УДК 665.3:620.95

ОЦІНКА СИРОВИННОЇ БАЗИ ВИРОБНИЦТВА ДИЗЕЛЬНОГО БІОПАЛИВА ПРИ ДВОСТУПІНЧАСТОМУ ВІДЖИМАННІ РОСЛИННОЇ ОЛІЇ

***Г.А. Голуб, доктор технічних наук
М.Ю. Павленко, асистент***

Наведено оцінку сировинної бази виробництва дизельного біопалива при двоступінчастому віджиманні рослинної олії.

Рослинна олія, дизельне біопаливо, холодне віджимання, гаряче віджимання.

На порозі XXI століття людство підраховує світові запаси нафти і прогнозує ресурси мінерального викопного палива приблизно на 50 років, цим самим усвідомлюючи, що необхідно шукати заміну звичним для нас нафтопродуктам, зокрема дизельному паливу. Для заміни дизельного палива використовують палива біологічного походження, а саме: рослинну олію та метиловий ефір. Реальною альтернативою традиційному дизельному паливу за своїми властивостями є дизельне біопаливо у вигляді метилового ефіру.

Основною сировиною для виробництва дизельного біопалива є рослинна олія, а саме: ріпакова, соняшникова, соєва, льняна, рижійова та інші. Будь-яку з цих олій можна використати для виробництва дизельного біопалива, лише потрібно правильно підібрати концентрації хімічних компонентів, які використовуються при його виробництві. Однак існує проблема при використанні рослинної олії як сировини для виробництва біодизельного палива, адже аграрії не завжди зацікавлені направляти зерно та олію на виробництво дизельного біопалива. Тому необхідно шукати шляхи зацікавленості виробників олії для її переробки під дизельне біопаливо.

Проблем при виробництві дизельного біопалива чимало. Наприклад, необхідно купувати зерно майже за собівартістю, удосконалювати технологічний процес виробництва дизельного біопалива, підвищуючи його економічну ефективність, не знижуючи якість виробленої продукції.

© Г.А. Голуб, М.Ю. Павленко, 2014