

УДК 631.358.42

¹Р.Б. Гевко, д.т.н., професор
²Ю.Б. Гладьо, к.т.н., доцент
¹М.І. Шинкарик, к.т.н., доцент
²О.М. Клендій, інженер

ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ЗАПОБІЖНОГО ПРИСТРОЮ ШНЕКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА

¹ Тернопільський національний економічний університет
² Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

У статті представлена конструкція шнекового транспортера із запобіжним пристроєм. Також проведений динамічний розрахунок роботи захисного механізму. Представлені графічні залежності, за результатами яких можна встановити вплив різноманітних параметрів системи на динамічні навантаження у приводних ланках транспортера.

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

Вступ. Шнекові транспортери отримали значне використання при переміщенні сипких і кускових матеріалів в різних виробничих процесах. Однак внаслідок наявності зазору між поверхнею обертання шнека та внутрішньою поверхнею направляючої труби під час транспортування матеріалів можуть виникати заклинювання гвинтового робочого органу. Для відновлення працездатності конвеєра потрібно 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. Реверсування заклиненого робочого органу можна виконати 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.

Аналіз результатів останніх досліджень.

Аналіз відомих досліджень [1; 2; 3; 4] показав, 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.

Метою роботи є підвищення ефективності функціонування шнекових транспортерів в екстремальних умовах експлуатації шляхом розроблення та обґрунтування раціональних параметрів запобіжного механізму гвинтового конвеєра.

Результати досліджень.

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

На рис. 1 зображена схема 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 стійці 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 із запобіжним пристроєм здійснюється наступним чином. Сипкий матеріал через бункер потрапляє в корпус транспортера на гвинтовий живильник який здійснює обертовий рух і транспортує його в напрямку вивантаження. При попаданні не подрібнювальних тіл в зону між поверхнею обертання шнека і внутрішньою поверхнею корпусу транспортера виникає заклинювання і зупинка гвинтового живильника.

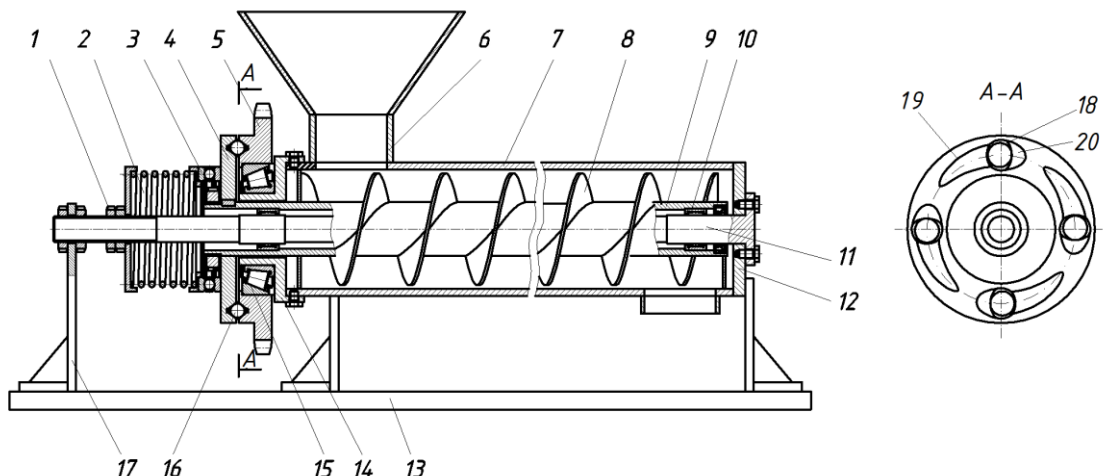


Рис. 1. – Шнековий транспортер із запобіжним пристроєм

З метою усунення заклинення робочого органу шнекового транспортера при передачі крутного моменту запропоновано використовувати запобіжний пристрій з розділеними в часі режимами буксування та осьового зміщення шнека для відновлення робочого стану конвеєра.

Робота запобіжного пристрою здійснюється наступним чином. В процесі передачі крутного моменту кульки 16 знаходяться в зачепленні з лунками 18 ведучої півмуфти 5, що забезпечує обертання всіх деталей пристрою і гвинтового органу.

При виникненні перевантаження ведена півмуфта 4 зупиняється, а ведуча півмуфта 5, при цьому, продовжує обертатись, що призводить до виходу кульок 16 із зачеплення з лунками 18, оскільки кульки 16 рухаються по робочій канавці 19, яка має кут нахилу лунки β на торцевій поверхні ведучої півмуфти 5, то здійснюється плавне «м'яке» осьове відведення заклиненого шнека. Внаслідок обертання ведучої півмуфти 5 кульки 16 заходять у попереднє положення, здійснюючи рух при цьому по зворотній канавці 20, яка має кут нахилу лунки γ на торцевій поверхні ведучої півмуфти 5, тобто відбувається плавне «м'яке» відновлення початкового стану.

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

При визначенні конструктивних параметрів запобіжного пристрою шнекового транспортера необхідно враховувати також дію динамічних навантажень, абсолютні значення яких будуть відрізнятися від статичних.

Для цього розглянемо динамічну модель привода, зображеного на рис. 2, що описується системою диференціальних рівнянь руху:

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 &= T_d - c_1(\varphi_1 - \varphi_2); \\ J_{21} \ddot{\varphi}_2 &= c_1(\varphi_1 - \varphi_2) - T_m; \\ J_{22} \ddot{\varphi}_3 &= T_m - c_2(\varphi_3 - \varphi_4); \\ J_3 \ddot{\varphi}_4 &= c_2(\varphi_3 - \varphi_4) - T_r. \end{aligned} \quad (1)$$

Обертовий момент привода T_d може бути записаний у формі як постійного моменту:

$$T_d = T_{d0}, \quad (2)$$

так і лінійної характеристики електроприводу у вигляді:

$$T_d = T_{d0} \left(1 - \frac{\dot{\varphi}_1}{\omega_s} \right). \quad (3)$$

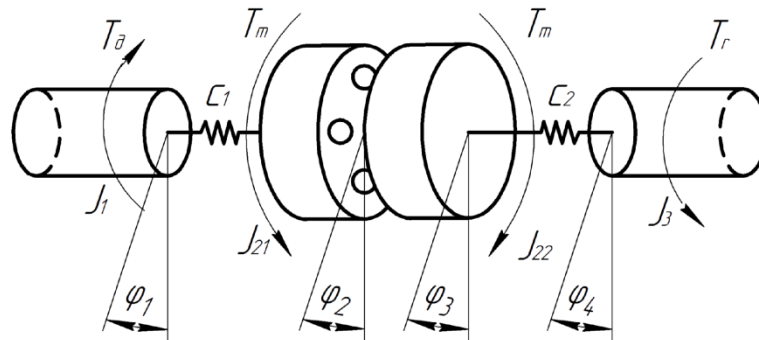


Рис. 2. Динамічна модель шнекового запобіжного пристрою шнекового транспортера

Момент опору, прикладений до вихідної ланки - шнека, T_r , можна записати у виді постійного моменту:

$$T_r = T_{r0}, \quad (4)$$

або лінійно зростаючим у вигляді:

$$T_r = T_{r0} + T_{r1} \frac{t}{\tau} \quad (5)$$

до моменту часу τ , коли його значення призведе до повної зупинки шнека (його заклинювання). Обертний момент взаємодії півмуфт T_m визначається багатьма параметрами механізму.

По-перше, на нього впливають геометричні розміри півмуфти та профіль западини.

По-друге, жорсткість та початковий натяг пружини.

По-третє, маса рухомої, в осьовому напрямку, півмуфти разом із шнеком та частиною вантажу.

По-четверте, необхідно врахувати вплив сил тертя, проте, при якісному змащенні, він достатньо малий і ним можна знехтувати.

Залежність моменту T_m від різних параметрів можна записати у вигляді суми складових - статичної, що залежить від затиснення пружини, та інерційної, яка визначається осьовим прискоренням півмуфти. Обидві складові визначаються профілем поверхні контакту при виході кульки з лунки.

Статична складова осьової сили при взаємному зміщенні півмуфт визначається початковим натягом пружини та наступною її деформацією, за рахунок стиснення, у вигляді:

$$P_s = c_4(\lambda_0 + \lambda), \quad (6)$$

де c_4 - жорсткість притисної пружини; λ_0 - початковий натяг пружини; λ - поточна деформація пружини, що рівна величині виходу кульки з лунки.

Динамічна складова осьової сили визначається як сила інерції при осьовому переміщенні рухомої півмуфти:

$$P_d = m_4 \ddot{\lambda}, \quad (7)$$

де m_4 - маса рухомої частини муфти.

Знехтувавши силами тертя, після виконання підтановок і перетворень отримаємо вираз для визначення моменту взаємодії півмуфт

$$T_m = \left\{ R \left[c_4 \left(\lambda_0 + h - r + \sqrt{r^2 - [r \sin \theta_0 - R(\varphi_2 - \varphi_3)]^2} \right) \right] + m_4 R \left\{ \frac{[r \sin \theta_0 - R(\varphi_2 - \varphi_3)] R(\ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_3) - R^2(\ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_3)^2}{\sqrt{r^2 - [r \sin \theta_0 - R(\varphi_2 - \varphi_3)]^2}} - \frac{[r \sin \theta_0 - R(\varphi_2 - \varphi_3)]^2 R^2(\ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_3)^2}{(r^2 - [r \sin \theta_0 - R(\varphi_2 - \varphi_3)]^2) \sqrt{r^2 - [r \sin \theta_0 - R(\varphi_2 - \varphi_3)]^2}} \right\} \right\} \frac{r \sin \theta_0 - R(\varphi_2 - \varphi_3)}{\sqrt{r^2 - [r \sin \theta_0 - R(\varphi_2 - \varphi_3)]^2}}, \quad (8)$$

де h - глибина лунки; r - радіус кульки; R - радіус розташування кульок на торцевій поверхні ведучої півмуфти; θ_0 - початкове значення кута тиску кульки, коли кулька повністю знаходилась у лунці.

Як видно, залежність моменту визначається конструктивними, масовими та пружними характеристиками муфти, а також різницею кутів взаємного повороту півмуфт і їх похідними.

Розглянемо початкові умови для руху системи.

У випадку різкого заклинювання системи виникатимуть найбільші динамічні навантаження, що пов'язано із ударним механізмом роботи привода. У випадку м'якого заклинювання процес проходить повільніше і динамічні навантаження виникають, відповідно, менші. У найгіршому випадку, при різкому заклинюванні система перетворюється у двохмасову, тому що обертова маса J_3 зупиняється, а кут $\varphi_4 = 0$.

Деформація пружин у початковий момент часу визначається обертовим моментом опору T_r , що передував часу заклинювання:

$$\begin{aligned} c_1(\varphi_{10} - \varphi_{20}) &= T_r; \\ c_1(\varphi_{30} - \varphi_{40}) &= T_r; \\ \varphi_{20} &= \varphi_{30}; \\ \varphi_{40} &= 0. \end{aligned} \quad (9)$$

Третє рівняння показує, що муфта обертається як єдине ціле.

Швидкості обертання всіх мас у початковий момент часу були однакові та рівні ω_0 .

$$\begin{aligned} \dot{\varphi}_{10} &= \omega_0; \\ \dot{\varphi}_{20} &= \omega_0; \\ \dot{\varphi}_{30} &= \omega_0; \\ \dot{\varphi}_{40} &= 0. \end{aligned} \quad (10)$$

Отже, рівняння (1) і (8), разом із характеристиками привода (2) чи (3) та опору (4) чи (5), початковими умовами (9) і (10) складають математичну модель руху системи запобіжного пристрою шнекового транспортера. Система є занадто складною для аналітичного розв'язку, тому застосуємо методи числового інтегрування диференціальних рівнянь, що базуються на відомій методиці Рунге-Куты.

Виконаємо заміну змінних, щоб привести систему диференціальних рівнянь другого порядку до системи диференціальних рівнянь першого порядку:

$$\begin{aligned} u &= \dot{\varphi}_1; \\ v &= \dot{\varphi}_2; \\ w &= \dot{\varphi}_3. \end{aligned} \quad (11)$$

Відповідно, після диференціювання (11), отримаємо

$$\begin{aligned} \dot{u} &= \ddot{\varphi}_1; \\ \dot{v} &= \ddot{\varphi}_2; \\ \dot{w} &= \ddot{\varphi}_3. \end{aligned} \quad (12)$$

Вираз для моменту взаємодії півмуфт T_m містить значення других похідних кутів, що ускладнює застосування числового методу. Необхідно перетворити цей вираз, шляхом підстановки $\ddot{\varphi}_2$ і $\ddot{\varphi}_3$ із системи (1) у формулу (8), та виразити величину T_m , позбавившись у ньому значень другої похідної. Після підстановок та відповідних перетворень отримаємо остаточну формулу для визначення моменту взаємодії півмуфт T_m у вигляді:

$$T_m = \frac{A + B + C + D}{E}; \quad (13)$$

де складові виразу запишуться:

$$A = \frac{m_4 R^2 [r \sin \theta_0 - R(\varphi_2 - \varphi_3)]^2}{r^2 - [r \sin \theta_0 - R(\varphi_2 - \varphi_3)]^2} \left[\frac{c_1(\varphi_2 - \varphi_3)}{J_{21}} + \frac{c_2(\varphi_2 - \varphi_3)}{J_{22}} \right];$$

$$\begin{aligned}
 B &= -\frac{m_4 R^3 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3)^2 [r \sin \theta_0 - R(\varphi_2 - \varphi_3)]}{r^2 - [r \sin \theta_0 - R(\varphi_2 - \varphi_3)]^2}; \\
 C &= -\frac{m_4 R^3 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3)^2 [r \sin \theta_0 - R(\varphi_2 - \varphi_3)]^3}{\{r^2 - [r \sin \theta_0 - R(\varphi_2 - \varphi_3)]^2\}^2}; \\
 D &= c_4 R \left\{ \lambda_0 + h - r + \sqrt{r^2 - [r \sin \theta_0 - R(\varphi_2 - \varphi_3)]^2} \right\} \frac{r \sin \theta_0 - R(\varphi_2 - \varphi_3)}{\sqrt{r^2 - [r \sin \theta_0 - R(\varphi_2 - \varphi_3)]^2}}; \\
 E &= 1 + \frac{m_4 R^2 [r \sin \theta_0 - R(\varphi_2 - \varphi_3)]^2}{r^2 - [r \sin \theta_0 - R(\varphi_2 - \varphi_3)]^2} \left(\frac{J_{21} + J_{22}}{J_{21} J_{22}} \right).
 \end{aligned} \tag{14}$$

Використовуючи вищенаведені підстановки та заміни отримаємо кінцеву систему диференціальних рівнянь першого порядку:

$$\begin{aligned}
 \dot{u} &= \frac{T_d - c_1(\varphi_1 - \varphi_2)}{J_1}; \\
 \dot{v} &= \frac{c_1(\varphi_1 - \varphi_2) - T_m}{J_{21}}; \\
 \dot{w} &= \frac{T_m - c_2(\varphi_3 - \varphi_4)}{J_{22}}; \\
 \dot{\varphi}_1 &= u; \\
 \dot{\varphi}_2 &= v; \\
 \dot{\varphi}_3 &= w.
 \end{aligned} \tag{15}$$

Початкові умови з врахуванням перетворень та замін набудуть вигляд:

$$\begin{aligned}
 \varphi_{10} &= \frac{T_r}{c_1} + \frac{T_r}{c_2}; \\
 \varphi_{20} &= \frac{T_r}{c_2}; \\
 \varphi_{30} &= \frac{T_r}{c_2}; \\
 u_0 &= \omega_0; \\
 v_0 &= \omega_0; \\
 w_0 &= \omega_0.
 \end{aligned} \tag{16}$$

Для реалізації числового розв'язку математичної моделі, що описується рівняннями (13) - (16), створено програму на мові Паскаль у середовищі візуального програмування Delphi, яка дає можливість побудувати графічні залежності та дослідити вплив різноманітних параметрів системи на динамічні навантаження у привідних ланках транспортера.

На рис. 3 представлені графічні залежності зміни величини обертового моменту при провертанні півмуфт. Момент $T_1 = c_1(\varphi_2 - \varphi_1)$ характеризує обертовий момент приводу; момент $T_2 = c_2\varphi_3$ характеризує момент, який виникає в заклиненій веденій півмуфті та робочому органі; момент T_m - обертовий момент взаємодії півмуфт. При проведенні досліджень були прийняті наступні значення параметрів: $J_1 = 1$ кг·м²; $J_{21} = J_{22} = 0,01$ кг·м²; $c_1 = c_2 = 300$ Н/м; $c_4 = 10000$ Н/м; $h = 3$ мм; $r = 10$ мм; $R = 50$ мм; $\lambda_0 = 20$ мм. При цьому кутова швидкість обертання змінювалась в діапазоні від $0,1$ с⁻¹ до 10 с⁻¹, а маса m від $0,01$ кг до 6 кг.

Із графічних залежностей встановлено, що збільшення кутової швидкості обертання ω призводить до зростання обертових моментів системи.

При зміні кутової швидкості від $0,1$ с⁻¹ до 10 с⁻¹ обертовий момент T_1 зростає приблизно на 10%, T_2 збільшується майже на 70%, а T_m зростає приблизно на 50%. Також встановлено, що збільшення маси m призводить до зростання навантажень на привод. При збільшенні маси від $0,01$ кг до 6 кг обертовий момент T_1 зростає майже на 30%, T_2 - на 25%, а T_m - на 90%.

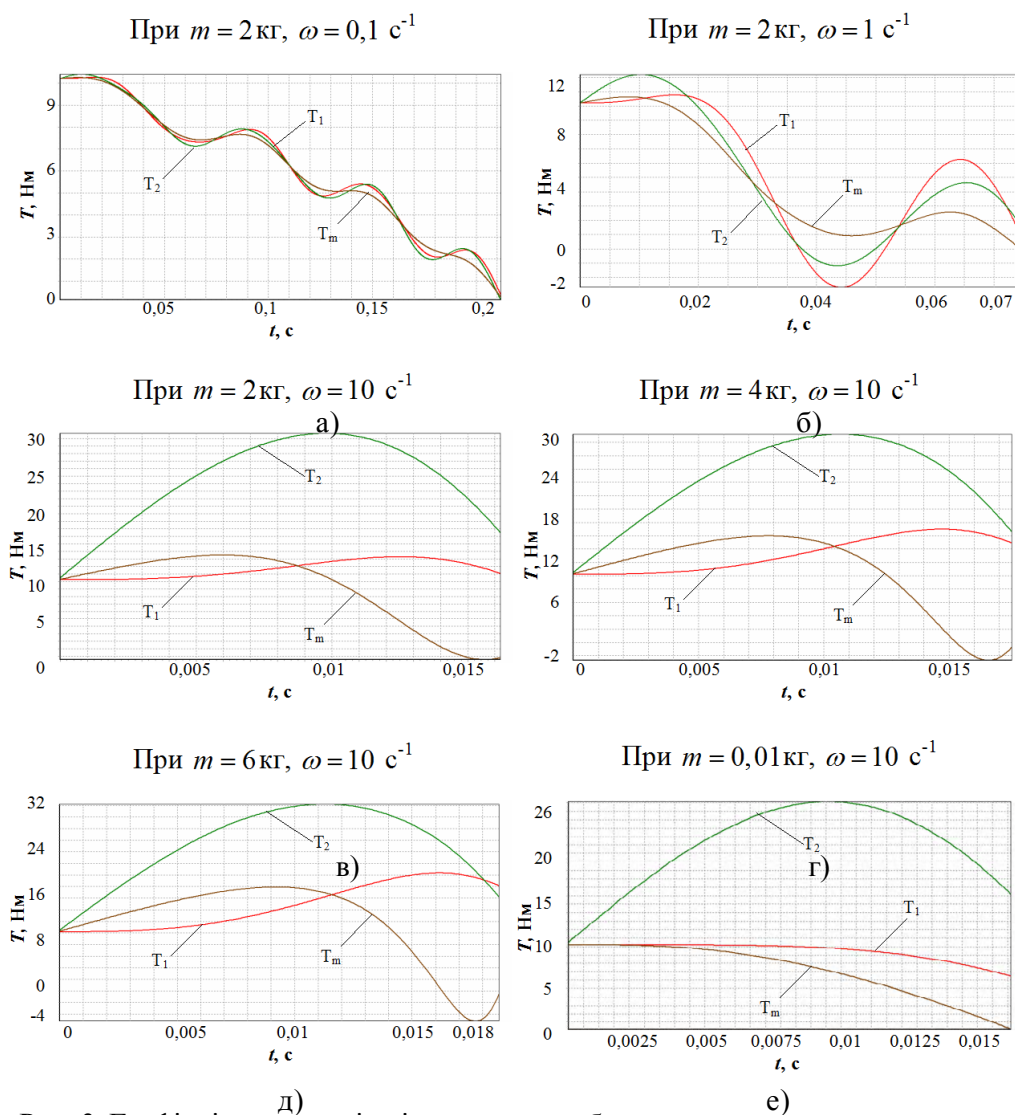


Рис. 3. Графічні залежності зміни величини обертового моменту при провертанні півмуфти

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.

Проведений динамічний розрахунок запобіжного пристрою шнекового транспортера.

Представлені графічні залежності, за результатами встановлено вплив різних параметрів системи на динамічні навантаження у привідних ланках транспортера.

Так, при зміні кутової швидкості від $0,1 \text{ c}^{-1}$ до 10 c^{-1} та маси півмуфти до 6 кг обертовий момент T_1 зростає приблизно на 10% - 30%, T_2 збільшується майже на 25% - 70%, а T_m зростає на 50%-90%.

Література

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. – 3 с.
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 с.
3. Поляков В.С. Справочник по муфтам / Поляков В.С., Барабаш И.Д., Ряховський О.А., – Л.: Машиностроение, 1979. – 344 с.
4. Силовий розрахунок шарнірних елементів гнучкого валу гвинтового робочого органу / Павлова І.О., Вітровий А.О. // 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 / Шинкарик М.І., Клендій О.М., Вітровий А.О.: заявник і власник патенту Тернопільський національний економічний університет. - № u201101100, заявл. 01.02.2011, опубл. 10.08.2011, Бюл. №15, 2011 р.