

УДК 621.825.5

І. Гевко, канд. техн. наук; Р. Комар, канд. техн. наук

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВОДІВ ГВИНТОВИХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ МАШИН З КОНУСНИМИ ЗАПОБІЖНИМИ МУФТАМИ

Резюме. Запропоновано конструкції конусних запобіжних муфт приводів гвинтових транспортно-технологічних механізмів машин. Наведено теоретичні залежності та розрахункові схеми для визначення динамічних навантажень у приводі із вищевказаними пристроями. Теоретично досліджено зміну навантаження, що діє на пружну ланку приводу транспортно-технологічної системи, від параметрів приводу. Викладено практичні рекомендації для проектування аналогічних пристроїв.

Ключові слова: конусна запобіжна муфта, конусно-кульова запобіжна муфта, приводи гвинтових транспортно-технологічних механізмів машин.

I. Gevko, R. Komar

RESEARCH OF DESCRIPTIONS OF OCCASIONS OF SPIRAL TRANSPORT TECHNOLOGICAL MECHANISMS OF MACHINES IS WITH CONE PREVENTIVE MUFFS

The summary. The constructions of cone preventive muffs of occasions of spiral transport technological mechanisms of machines are offered. Theoretical dependences and calculation charts are resulted for determination of the dynamic loadings in an occasion with the higher indicated devices. In theory investigational change of loading which operates on the resilient link of occasion of the transport technological system, from the parameters of occasion. Practical recommendations are expounded for planning of analogical devices.

Key words: cone preventive muff, cone is a ball-shaped preventive muff, occasions of spiral transport technological mechanisms of machines.

Умовні позначення:

- P_k – колова сила в зачепленні;
- R – радіус розміщення елементів зачеплення;
- C – жорсткість пружини;
- Δ_0 – попередня деформація (підтиск) пружини;
- Δ_n – поточна деформація пружини в режимі спрацювання муфти;
- α – кут між напрямком дії колової сили і нормаллю від точки контакту;
- ρ – зведений кут тертя у парі контакту;
- D – діаметр розміщення елементів зачеплення;
- d – середній діаметр шліців;
- f – коефіцієнт тертя у шліцьовому з'єднанні;
- J_1, J_2 – моменти інерції приводу та робочого органу;
- φ – кут закручування пружної ланки;
- φ_1, φ_2 – кути повороту основних мас;
- $C_{зв}$ – зведена жорсткість пружного гвинтового елемента;
- f_0 – коефіцієнт, що враховує дію демпфуючого моменту;
- $T_{дв}$ – момент з боку двигуна;
- $T_{р.о}$ – момент з боку робочого органу;
- ψ – коефіцієнт згасання динамічного навантаження;
- j – частота власних коливань пружної ланки;
- A, B – сталі інтегрування, які визначають із початкових умов.

Постановка проблеми. Гвинтові транспортно-технологічні механізми використовують у різних машинах, які виконують всеможливі технологічні операції у різних галузях народного господарства. Ці механізми використовують для збирання, транспортування і необхідного перетворення сільськогосподарських культур, снігу, будівельних матеріалів, харчових та фармацевтичних продуктів, металевої стружки тощо. Тому при роботі гвинтових транспортно-технологічних механізмів машин часто виникають перевантаження, що призводять до значних деформацій і поломок елементів цих машин. Слід відзначити, що перевантаження у роботі гвинтових транспортно-технологічних механізмів машин можуть бути як різкими, так і плавними. Вони зумовлені як потраплянням до гвинтових робочих органів сторонніх предметів, так і плавним наростанням перевантаження, спричиненого неправильним виконанням технологічного процесу (наприклад, занадто значне заповнення міжвиткового простору конвеєра). Відповідно для надійності роботи гвинтових транспортно-технологічних механізмів машин у їхніх приводах використовують запобіжні муфти.

Аналіз відомих досліджень та публікацій. Розрахункам навантажувальної здатності, взаємозалежностям конструктивно-силових параметрів запобіжних пристроїв і їхній динаміці присвячена монографія О.А. Ряховського і С.С. Іванова [3]. Розрахунки різних муфт приводів машин наведено у праці В.О. Малащенко [2]. Проте розрахунок кожного пристрою має свою специфіку, оскільки кожна із конструкцій має ті чи інші конструктивні елементи, які впливають на характер їх спрацювання.

Мета роботи. Теоретичне дослідження динамічних навантажень приводу і встановлення впливу конструктивно-силових параметрів муфти на загальну динаміку транспортно-технологічної системи. Роботу виконано у рамках пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки «Новітні та ресурсозберігаючі технології у промисловості, енергетиці та агропромисловому комплексі» на 2008-2009 роки.

Реалізація результатів досліджень. Для надійного захисту гвинтових транспортно-технологічних механізмів машин ми розробили ряд конусних запобіжних муфт [4], [5], [6], які є різновидом кулачкових муфт, але мають відмінні від них характеристики при розчепленні півмуфт у режимі спрацювання при перевантаженні. Ці конусні муфти, по суті, є проміжною ланкою між кулачковими та кульковими запобіжними муфтами. Передача обертового моменту у конусній муфті виконується як і в кулачковій – поверхнею тертя, а при розчепленні півмуфт контакт між конусоподібними пальцями та лунками здійснюється точково, як і в кулькових запобіжних муфтах. Тому до переваг конусних запобіжних муфт належать підвищена навантажувальна здатність (чого не вистачає кульковим запобіжним муфтам) і точність спрацювання (на відміну від кулачкових запобіжних муфт).

Коротко охарактеризуємо розроблені конусні запобіжні муфти. На рисунку 1 зображено конструкцію конусної запобіжної муфти [6], що містить ведучу 1 і ведену 2 півмуфти, які оснащені по торцях елементами зачеплення 3 і підтиснуті одна до одної циліндричною пружиною 4.

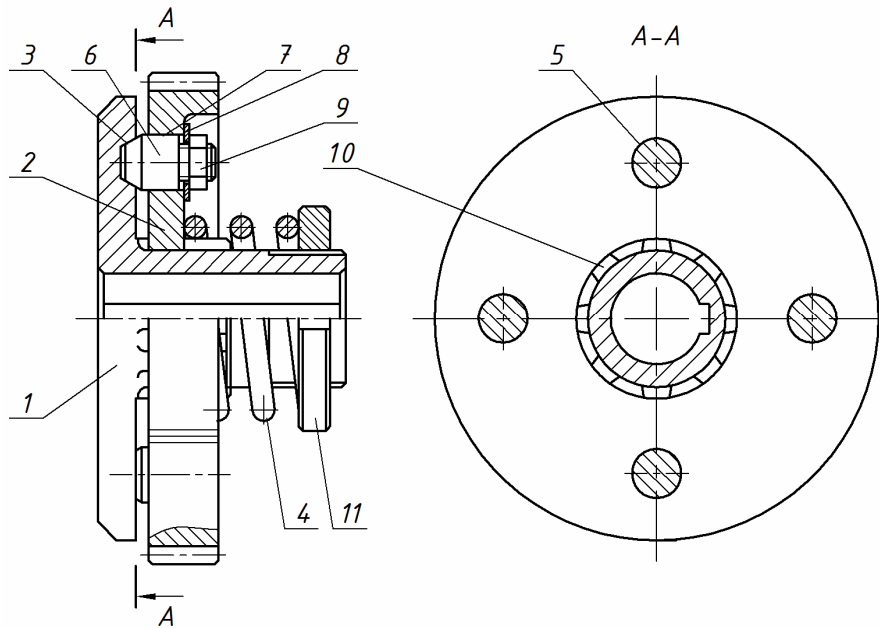


Рисунок 1 – Конструкція конусної запобіжної муфти

Елементи зачеплення виконані у вигляді конічних лунок 5, що розміщені по периметру ведучої півмуфти на однакових радіусах і відстанях одна від одної. Конічні лунки взаємодіють із конічними стержнями 6 веденої півмуфти. Конічні стержні встановлені у отвори 7 веденої півмуфти із посадкою ковзання і зафіксовані з протилежного боку через шайби 8 гайками 9. Ведена півмуфта розміщена на шліцах 10 ведучої півмуфти з можливістю осьового переміщення. Регулювання зусилля підтискання півмуфт циліндричною пружиною регулює гайка 11. Працює конусна запобіжна муфта так. Крутний момент передається на ведучу півмуфту і через елементи зачеплення у вигляді конічних лунок і конічних стержнів, на ведену півмуфту. Підтиск ведучої і веденої півмуфт забезпечує циліндрична пружина. У випадку перевантаження конічні стержні виходять із зачеплення з конічними лунками і ведена півмуфта переміщується по шліцах ведучої півмуфти в осьовому напрямку, деформуючи при цьому циліндричну пружину. Після зменшення величини обертового моменту до заданого запобіжна муфта відновлює своє зачеплення.

Конусно-кулькова запобіжна муфта [7] (рис. 2) містить ведучу 1 і ведену 2 півмуфти, які оснащені по торцях елементами зачеплення 3 і підтиснуті одна до одної циліндричною пружиною 4. Елементи зачеплення виконані у вигляді конічних лунок 5, що розміщені по периметру ведучої півмуфти на однакових радіусах і відстанях одна від одної. Конічні лунки взаємодіють із конічними стержнями 6 і кульками 7 веденої півмуфти, які завальцьовані у глухі отвори 8 по периметру веденої півмуфти. Ведена півмуфта розміщена на шліцах 9 ведучої півмуфти з можливістю осьового переміщення. Регулювання зусилля підтискання півмуфт циліндричною пружиною регулює гайка. Працює запобіжна конусно-кулькова муфта так. Обертовий момент передається на ведучу півмуфту і через елементи зачеплення у вигляді конічних лунок та конічних стержнів і кульок – на ведену півмуфту. Підтиск ведучої і веденої півмуфт забезпечує циліндрична пружина. У випадку перевантаження конічні стержні й кульки виходять із зачеплення з конічними лунками і при цьому ведена півмуфта переміщується по шліцах ведучої півмуфти в осьовому напрямку, деформуючи циліндричну пружину. Після зменшення величини обертового моменту до заданого муфта відновлює зачеплення.

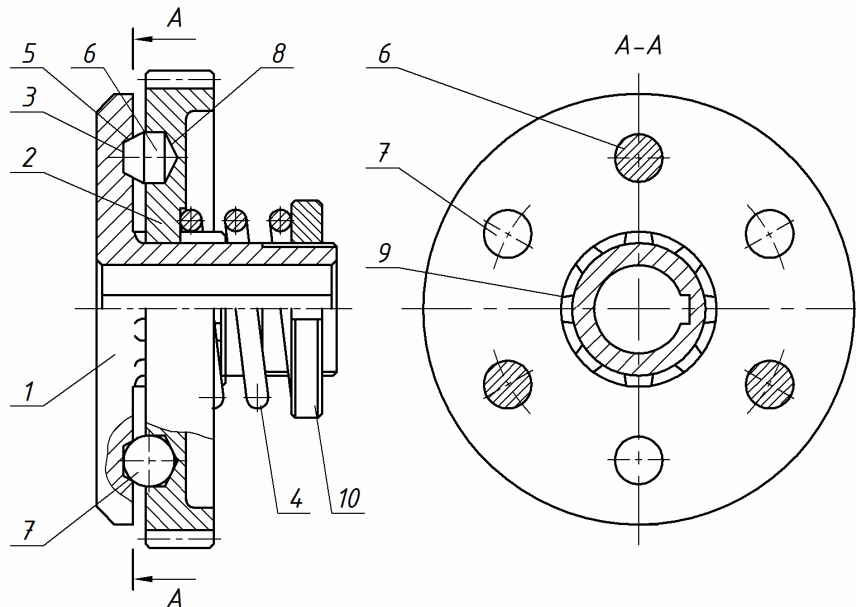


Рисунок 2 – Конструкція конусно-кулькової запобіжної муфти

Обертовий момент, що передає пара контакту (кулачок-кулачок, кулачок-кулька, кулька-лунка) запобіжної муфти, можна знайти за відомою залежністю [3]

$$T_{кр} = P_{к} R. \quad (1)$$

Відповідно силу дії підтискної пружини можна навести залежністю [1]

$$P_{пр} = C(\Delta_o + \Delta_n). \quad (2)$$

Взаємозв'язок між силою пружини і коловою силою рухомої півмуфти з елементами зачеплення типу кулачок-кулачок, кулачок-кулька, кулька-лунка, конічний стержень-лунка має вигляд [3]

$$P_{пр} = P_{к} \left[\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - \frac{D}{d} f \right]. \quad (3)$$

Тоді, з урахуванням залежностей (2) і (3), значення колової сили можна визначити із залежності

$$P_{к} = \frac{C(\Delta_o + \Delta_n)}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - \frac{D}{d} f}. \quad (4)$$

Максимальний обертовий момент муфти можна розрахувати за формулою

$$T_{кр} = \frac{R \cdot C_{зв} (\Delta'_o + \Delta_n)}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - \frac{D}{d} f}. \quad (5)$$

Якщо розглядати схему контакту пар елементів зачеплення лунка-конічний стержень та лунка-кулька конусно-кулькової запобіжної муфти (рис. 3) [7], то побачимо, що в процесі розчеплення півмуфт у початковий момент контакт між ними відбувається через пари елементів зачеплення лунка-конічний стержень (рис. 3а), а при повному виході конічних стержнів із зачеплення наступний контакт між півмуфтами здійснюється через пари елементів зачеплення кулька-лунка (рис. 3б). Проте на цьому етапі зачеплення кулька починає здійснювати обкатування верхньої кромки лунки, що призводить до зміни напрямку результуючої сили і різкого падіння колової сили $P_{к}$.

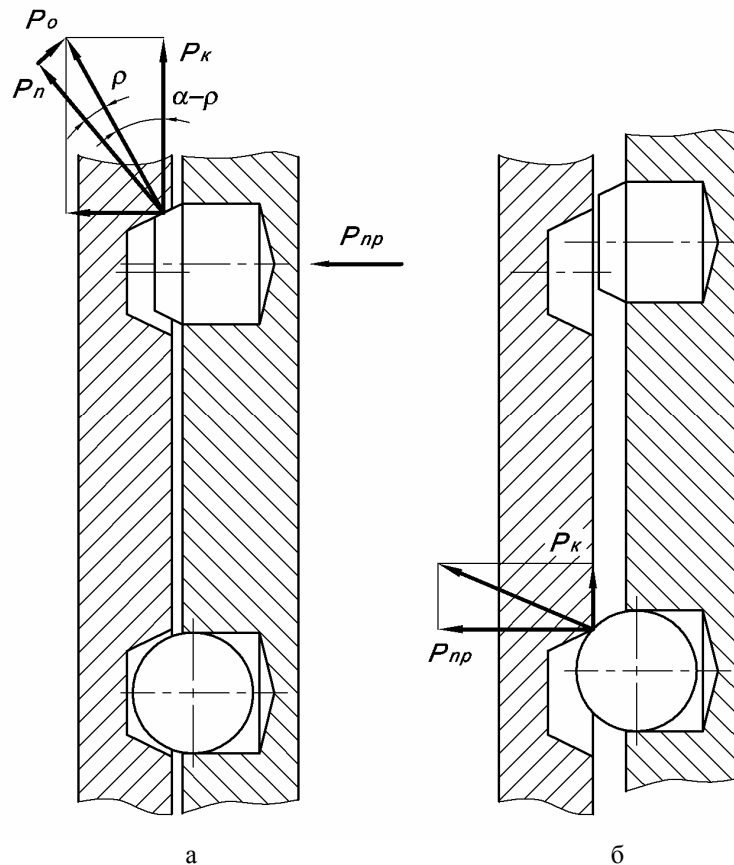


Рисунок 3 – Схема контакту елементів конусно-кулькової запобіжної муфти:
 а) початок спрацювання у запобіжному режимі; б) фаза розчеплення пар контакту

Як правило, у гвинтових транспортно-технологічних механізмах основним елементом, що зазнає найбільшого навантаження, є пружний гвинтовий елемент. Оскільки при навантаженні й розвантаженні статична жорсткість дещо відрізняється від жорсткості, що проявляється у динамічних режимах [3], то виникає потреба в розрахунку динамічного навантаження, а саме – динамічного моменту, який сприймає гвинтовий елемент для уточнення характеристики $T = f(\varphi)$. Для спрощення дослідження реальний механізм замінимо його розрахунковою моделлю (рис.4), яка відтворює масово-інерційні характеристики приводу.

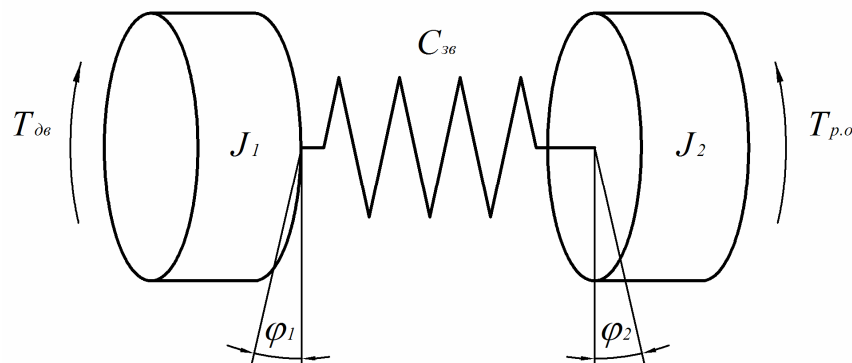


Рисунок 4 – Розрахункова динамічна модель приводу гвинтового транспортно-технологічного механізму

Відповідно диференціальні рівняння руху кожної із мас розрахункової динамічної моделі можна записати так:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + f_0 \dot{\varphi}_1 + C_{зв}(\varphi_1 - \varphi_2) = T_{об} \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + T_{р.о} = f_0 \dot{\varphi}_2 + C_{зв}(\varphi_1 - \varphi_2) \end{cases} \quad (6)$$

Обертний момент у приводі можна виразити через жорсткість та кут закручування пружної ланки $T = C_{36}\varphi$, у даному випадку кут закручування муфти φ дорівнюватиме

$$\varphi = \varphi_1 - \varphi_2. \quad (7)$$

Відповідно із системи рівнянь (6) необхідно визначити значення кута закручування пружної ланки. Шляхом подальших математичних дій зводимо систему рівнянь до одного диференціального рівняння відносно змінної φ

$$f_\delta \varphi + f_\delta \varphi \left(\frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} \right) + C_{36} \varphi \left(\frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} \right) = \frac{T_{\delta 0}}{J_1} + \frac{T_{p.o}}{J_2}. \quad (8)$$

Для розв'язку диференціального рівняння (8) використаємо характеристичне рівняння, корені якого матимуть комплексний характер при від'ємному значенні дискримінанта, але при великих значення демпфування, тобто при додатному значенні дискримінанта вони можуть стати дійсними. Дане характеристичне рівняння запишемо у вигляді

$$k^2 + f_\delta k \left(\frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} \right) + C_{36} \left(\frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} \right) = 0. \quad (9)$$

Оскільки випадок з дійсними коренями характеризує чітко виражену лінійну характеристику $T = f(\varphi)$, розглянемо випадок з комплексними коренями, які для рівняння (9) будуть

$$k_{1,2} = -\frac{f_\delta (J_1 + J_2)}{2J_1 J_2} \pm i \frac{(J_1 + J_2) \sqrt{4C_{36} J_1 J_2 - f_\delta^2}}{2J_1 J_2}. \quad (10)$$

Після уведення відповідних заміन рівність (10) матиме вигляд

$$k_{1,2} = \psi \pm ij, \quad (11)$$

де $\psi = -\frac{f_\delta (J_1 + J_2)}{2J_1 J_2}$; $j = \frac{(J_1 + J_2) \sqrt{4C_{36} J_1 J_2 - f_\delta^2}}{2J_1 J_2}$.

Загальний розв'язок диференціального рівняння (8) для комплексних коренів з урахуванням часткового розв'язку та його похідна по часу матиме вигляд

$$\varphi = (A \cdot \sin jt + B \cdot \cos jt) e^{\psi t} + \frac{T_{\delta 0} J_2 + T_{p.o} J_1}{C_{36} (J_1 + J_2)}; \quad (12)$$

$$\dot{\varphi} = (j(A \cdot \cos jt - B \cdot \sin jt) - \psi(A \cdot \sin jt + B \cdot \cos jt)) e^{\psi t}. \quad (13)$$

Оскільки найподатливішою ланкою приводу є гвинтовий пружний елемент, то постійно діюче в реальних системах попереднє навантаження спричиняє його закручування на деякий кут. Відповідно початкові умови в даному випадку будуть

$$\varphi_{(0)} = -\frac{T_{p.o}}{C_{36}}; \quad \dot{\varphi}_{(0)} = 0. \quad (14)$$

Підставивши початкові умови у рівності (12), (13) та зробивши відповідні перетворення, отримаємо такі значення сталих інтегрування:

$$A = \frac{f_\delta (T_{p.o} - T_{\delta 0})}{2C_{36} j J_1}, \quad (15)$$

$$B = \frac{J_2 (T_{p.o} - T_{\delta 0})}{C_{36} (J_1 + J_2)}. \quad (16)$$

Максимальне навантаження у гвинтовому пружному елементі виникне у момент часу, коли похідна динамічного моменту дорівнюватиме нулю

$$\dot{T} = ((jA + \psi B) \cos jt + (\psi A - jB) \sin jt) e^{\psi t}. \quad (17)$$

Відповідно час наростання максимального амплітудного навантаження становитиме

$$t = \frac{\pi}{j}. \quad (18)$$

Підставивши значення t у рівність (12), отримаємо розрахункову формулу для визначення кута закручування пружної ланки

$$\varphi = -Be^{\frac{\psi\pi}{j}} + \frac{T_{\text{дв}}J_2 + T_{\text{п.о}}J_1}{C_{36}(J_1 + J_2)}. \quad (19)$$

Відповідно значення динамічного моменту, дії якого зазнає пружний гвинтовий елемент транспортно-технологічної системи, визначатимемо із залежності

$$T = C_{36} \left(\frac{T_{\text{дв}}J_2 + T_{\text{п.о}}J_1}{C_{36}(J_1 + J_2)} - Be^{\frac{\psi\pi}{j}} \right). \quad (20)$$

З урахуванням рівності (16) і після проведення відповідних замінів отримаємо залежність для визначення навантаження, що діє на пружну ланку приводу транспортно-технологічної системи

$$T = C_{36} \left(\frac{(T_{\text{дв}}J_2 + T_{\text{п.о}}J_1) - J_2(T_{\text{п.о}} - T_{\text{дв}})}{C_{36}(J_1 + J_2)} \cdot e^{\frac{\psi\pi}{j}} \sqrt{\frac{4C_{36}J_1J_2}{(J_1+J_2)^2} - f_0^2} \right). \quad (21)$$

Висновок. Аналізуючи отримані внаслідок розрахунку рівностей (5) і (21), підставивши числові значення конструктивних параметрів, можна констатувати:

– для збільшення величини обертового моменту до $T = 60$ Н·м необхідно пропорційно збільшити кількість пар контакту лунка-конічний стержень чи кулька-лунка до $z = 6$;

– значення обертового моменту для зазначених типів запобіжних муфт, залежно від рекомендованого кута нахилу елемента зачеплення (кулачка чи лунки) $\alpha = 45; 50; 55; 60; 65^\circ$, відповідно містяться у діапазоні $T = 62,6; 49,3; 39,4; 31,6; 25,1$ Н·м;

– муфти мають нелінійну характеристику: коли величина моменту інерції приводу з боку робочого органу менша від моменту інерції з боку двигуна, то ця характеристика виражена чіткіше, у протилежному випадку збільшення жорсткості в діапазоні 5...25 Н·м/рад спричиняє збільшення моменту лише на 2,9 Н·м;

– на характер зміни динамічного моменту впливає момент двигуна приводу $T_{\text{дв}}$, який характеризується чітко вираженою лінійною залежністю $T_{\text{max}} = f(T_{\text{дв}})$. Зокрема, при збільшенні навантаження з боку двигуна від 25 до 60 Н·м, при стабільному значенні моменту опору з боку робочого органу машини і діапазоні жорсткостей 5...25 Н·м/рад, динамічний момент збільшується в 2,8...3 рази.

Література

1. Гевко І.Б. Гвинтові транспортно-технологічні механізми: розрахунок і конструювання / Гевко І.Б. – Тернопіль: ТДТУ імені Івана Пулюя, 2008. – 307 с.
2. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків / Малащенко В.О. – Львів: Нац. Ун-т «Львівська політехніка», 2006. – 196 с.
3. Ряховский О.А. Справочник по муфтам / О.А. Ряховский, С.С. Иванов. – Л.: Политехника, 1991. – 384 с.
4. Пат. 34044. Україна, МПК F16D 7/06. Профільна запобіжна муфта / Гевко І.Б.; заявник і власник патенту Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – №u200802377; заявл. 25.02.2008р.; опубл.25.07.2008р., Бюл. №14.
5. Пат. 34510. Україна, МПК F16D 43/00. Запобіжна муфта / Гевко І.Б., Комар Р.В., Матвійчук А.В.; заявник і власник патенту Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – №u200805534; заявл. 29.04.2008р.; опубл.10.10.2008р., Бюл. №19.

Одержано 23.02.2010 р.