

В.М. СТРИЛЕЦЬ, Ю.М. БРОШУК, О.Р. СТРИЛЕЦЬ
Національний університет водного господарства та природокористування, Рівне

РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЙ ТА ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ВТУЛКОВИХ ПРУЖНИХ МУФТ

У статті описана конструкція та принцип передавання обертового моменту втулковою пружною муфтою. Втулка виконана профільною, наприклад, чотирикутною з підковоподібними вершинами і з такими вихідними профільними ділянками виконані вали, що з'єднуються. Наведена аналітична залежність розмірів поперечного перетину профільної втулки і циліндричної втулки, з якої вона виготовляється. Проведений аналіз кінематичних і силових параметрів профільної втулки при передачі нею обертового моменту. Прийнято, що профільна втулка являє собою осесиметричну раму з одним замкнутим контуром, з прикладеними однаковими силами до середини граней, і для неї, методами будівельної механіки проведені статичні розрахунки. Отримані аналітичні вирази дозволяють робити висновки про роботоздатність профільної втулки при передачі муфтою обертового моменту.

Ключові слова: втулкова пружна муфта, профільна втулка, осесиметрична рама, підковоподібна вершина, вал з лисками, статика.

V.M. STRILETS, J.M. BROSHUK, O.R. STRILETS
National University of Water and Environmental Engineering, Rivne, Ukraine

DESIGNING AND PARAMETERS JUSTIFICATION OF RESILIENT SLEEVE COUPLING

The aim of the research is to describe the structure and principle of transmitting of torque by resilient sleeve coupling, to carry out geometrical synthesis so to establish the relationship between the transverse dimensions of profiled and cylindrical sleeves. Couplings are responsible assembly units, which often determine the reliability of the whole machine. They have to provide such a responsible role, additional to its main purpose: to compensate the harmful effects of geometrical shafts axis offset and to absorb vibration, bumps and shocks that occur during the mechanical drives exploitation. A new resilient sleeve coupling can provide these requirements. The sleeves of such new couplings are made profiled, e.g. squared, with U-shaped vertices and with specialized areas of output shafts. Analytical dependences are given for cross-sectional sizes of profiled sleeve and the cylindrical sleeve, the former is made of. The analysis is held of kinematic and power parameters of profiled sleeve during torque transmission. We assumed that the sleeve is axisymmetric frame with a closed loop, with the equal forces appended to the middle of its faces, and made static calculations by methods of structural mechanics. Based on this research suggested resilient sleeve coupling in which the torque transmitted by profiled sleeve provides smooth transmission of torque during machine launch or its insecure operation mode and improves the damping and compensating characteristics by a corresponding stiffness.

Key words: resilient sleeve coupling, profiled sleeve, axisymmetric frame, U-shaped vertices, static.

Постановка проблеми

Муфти є механічними пристроями, від яких часто залежить надійність і довговічність всієї машини. Основне призначення муфт – це з'єднання кінців валів і передавання обертового моменту від одного вала до другого. Вони, крім цих функцій, мають забезпечити амортизацію вібрацій, поштовхів та ударів, що виникають під час експлуатації механічних приводів, компенсувати шкідливий вплив зміщення геометричних осей кінців валів, що виникають унаслідок неточностей виготовлення, монтажу або конструктивних особливостей, захищати деталі від перенавантажень та полегшувати пуск машини.

Ці вимоги можуть забезпечити нові втулкові пружні муфти з профільними втулками.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Різноманітні експлуатаційні функції сприяли розробці великої кількості конструкцій муфт, описаних у роботах [1–5] та інших. Найбільш широко конструкції відомих муфт, принципи їх роботи та приклади розрахунків описані в [1]. У роботах [4] описані пружно-компенсуючі муфти з канатними елементами і [5] муфти з підковоподібними пружинами. Відомі втулкові муфти [1–3], що містять циліндричну втулку, яка з'єднує ведучий і ведений вали штифтами, встановленими перпендикулярно до осі обертання, жорсткими шпонками призматичними або сегментними, встановленими у пази паралельно до осі обертання і шліцами, виконаними паралельно до осі обертання. Основним недоліком відомих втулкових муфт є їх велика жорсткість і вони виконують обмежене коло функцій – з'єднують вали і передають обертовий момент від одного вала до другого миттєво, тобто ударно, а це негативно впливає на деталі привода і машини в цілому. Останнім часом розроблені нові втулкові муфти з профільною втулкою [6–8] та спосіб і пристрої для виготовлення профільних втулок [9–11], але теоретичні розрахунки для них не виконані.

Мета роботи

Метою роботи є опис будови та принципу передавання обертового моменту муфтою пружною у вигляді профільної втулки, виконання її геометричного синтезу, тобто встановлення залежності між поперечними розмірами профільних і циліндричних втулок, отримання аналітичних залежностей для статичних розрахунків деформацій і напружень від геометричних розмірів профільних втулок при передачі ними обертових моментів.

Реалізація роботи

В даній роботі подається конструкція нових втулкових муфт, утворених профільними втулками, на

прикладі квадратного профілю, щоб позбавитися від вказаних недоліків існуючих втулкових муфт і розширення їх виконавчих функцій – бути пружними і запобіжними. Муфта втулкова запобіжна пружна, показана на рис. 1, виконана в вигляді пружної профільної втулки 1 з поперечним перетином, наприклад, квадрата 2, вершини 3 якого винесені назовні і мають, наприклад, підковоподібний обрис. На вихідних ділянках 4 і 5 відповідно ведучого 6 і веденого 7 валів виконані лиски 8 під грані 9 квадрата 2. Муфта втулкова пружна працює так. При обертанні ведучого вала 6, через пружну профільну втулку 1, обертальний момент передається на ведений вал 7. Збільшення обертального моменту приводить до деформації пружної профільної втулки 1 на величину δ_F із-за розтискання її граней 9 і підковоподібних вершин 3 квадрата 2. Тому обертальний момент від ведучого вала 6 до веденого вала 7 передається порівняно м'яко. При збільшенні та перевищенні максимального обертального моменту пружна профільна втулка 1 розтискається за рахунок деформації граней 9 і пружних підковоподібних вершин 3 до такої величини δ_F , що вал ведучий 6 або ведений 7 прокручується у пружній профільній втулці 1 (рис. 1, в), обертальний момент не передається – виконується запобіжна функція муфти. При зменшенні обертального моменту муфта повертається у початкове положення (рис. 1, б).

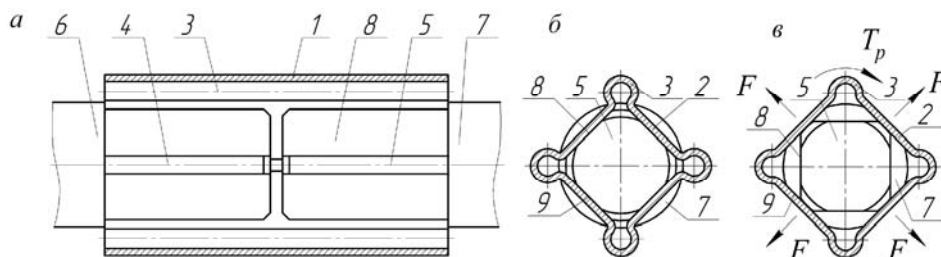


Рис. 1. Муфта втулкова пружна: а – поздовжній перетин; б – стан на до навантаження; в – стан при перевантаженні

Створення нових муфт вимагає детальної розробки їх складових частин. Тому необхідно володіти відомими методами комп'ютерного моделювання деталей муфт, щоб розробляти та виготовляти їх. На рис. 2 показані моделі нової втулкової муфти, які створені в системі “КОМПАС 3D” [12].

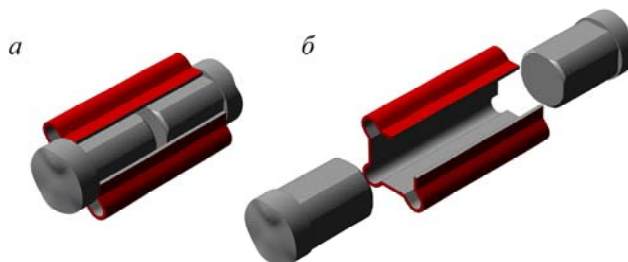


Рис. 2. Модель муфти втулкової пружної: а – коли вали з'єднані; б – коли вали роз'єднані

Для виготовлення профільної втулки з розмірами показаними на рис. 3 використовується циліндрична втулка, внутрішній діаметр якої залежить від розмірів профільної втулки і він рівний

$$d_{вм} = \frac{4(b_n + 2a + 2\pi r)}{\pi}, \tag{1}$$

де b_n – ширина лиски на валу; a – довжина прямолінійної ділянки підковоподібного виступу; r – радіус округленої ділянки підковоподібного виступу.

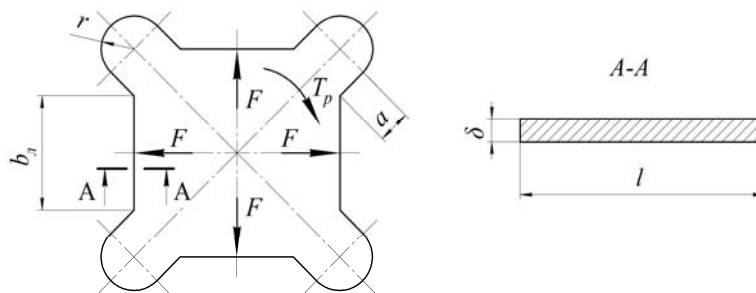


Рис. 3. Схема розмірів і навантаження профільної втулки

Для широкого використання запропонованих втулкових пружних муфт виконані теоретичні

статичні розрахунки. Розрахункова схема профільної квадратної втулки показана на рис. 3, положення вала у втулці, як показано на рис. 1, *в*:

Від дії обертального моменту T_p при повертанні вала, на гранях профільної втулки діє сила

$$F = \frac{T_p}{2df}, \quad (2)$$

де T_p – розрахунковий обертальний момент, який передається муфтою; d – діаметр вала; f – коефіцієнт тертя.

Поставлена задача розв’язується з такими допущеннями: бічні поверхні профільної квадратної втулки деформуються однаково відносно осі симетрії; навантаження, яке діє на грані квадрата при повертанні вала у профільній втулці, лежить на лінії симетрії та в площині профільної втулки перпендикулярній до осі обертання і постійні по довжині.

Пружну профільну втулку можна подати як плоску раму з одним замкнутим контуром. Згідно [13] степінь статичної невизначеності такої рами визначається за формулою

$$H = L + 3K - III, \quad (3)$$

де H – степінь статичної невизначеності; L – число лишніх зовнішніх зв’язків; K – число замкнутих контурів; III – число простих шарнірів. Для даного випадку: $L = 0$; $K = 1$; $III = 0$. Тоді $H = 3$.

Складання еквівалентної системи (рис. 4, *а*) виконаємо розрізанням у місці осі перпендикулярній в точці середини грані квадрата, тобто виявляємо лишні зв’язки, при відкиданні яких рама залишається незмінною, але статично визначеною.

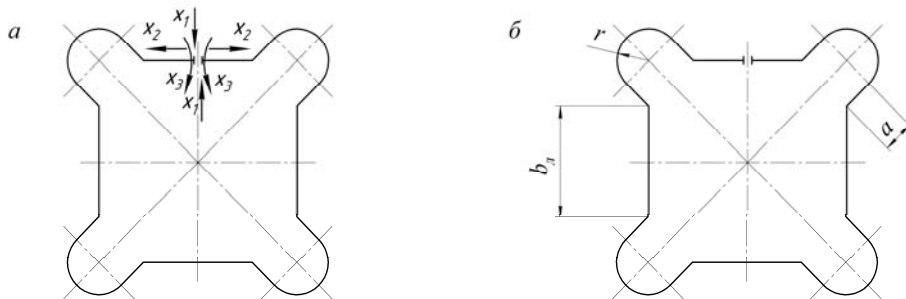


Рис. 4. Еквівалентна (*а*) і основна (*б*) системи для розрахунків профільної квадратної втулки

Лишні зв’язки заміняємо реакціями: X_1 , X_2 , і X_3 . Ці невідомі сили визначаємо із умови рівності нулю переміщень, що виникають за їхніми напрямками. Тоді канонічні рівняння методу сил матимуть вигляд:

$$\begin{aligned} \delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \delta_{13}X_3 + \delta_{1F} &= 0; \\ \delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \delta_{23}X_3 + \delta_{2F} &= 0; \\ \delta_{31}X_1 + \delta_{32}X_2 + \delta_{33}X_3 + \delta_{3F} &= 0, \end{aligned} \quad (4)$$

де δ_{11} , δ_{22} , δ_{33} – переміщення, відповідно за напрямками сил X_1 , X_2 і X_3 , викликані відповідно силами $X_1=1$, $X_2=1$ і $X_3=1$; δ_{12} – переміщення за напрямком сили X_1 від сили $X_2=1$; δ_{13} – переміщення за напрямком сили X_1 від сили $X_3=1$; δ_{21} і δ_{23} – переміщення за напрямком сили X_2 від сил, відповідно $X_1=1$ і $X_3=1$; δ_{31} і δ_{32} – переміщення за напрямком сили X_3 від сил, відповідно $X_1=1$ і $X_2=1$; δ_{1F} , δ_{2F} і δ_{3F} – переміщення, відповідно за напрямками сил X_1 , X_2 і X_3 , при дії на основну систему зовнішнього навантаження F .

Основна система отримується із еквівалентної системи після звільнення її від зовнішнього навантаження F і невідомих сил X_1 , X_2 і X_3 , які заміняють дію лишніх зв’язків. Основна система показана на рис. 4, *б*.

Переміщення δ_{11} , δ_{12} , δ_{13} , δ_{21} , δ_{22} , δ_{23} , δ_{31} , δ_{32} , δ_{33} , δ_{1F} , δ_{2F} і δ_{3F} визначаються за допомогою інтегралів Мора і в частинних випадках способом Верещагіна із наступних виразів:

$$\begin{aligned} \delta_{11} &= \sum \int_0^S \frac{M_1^2 ds}{EJ}; & \delta_{22} &= \sum \int_0^S \frac{M_2^2 ds}{EJ}; & \delta_{33} &= \sum \int_0^S \frac{M_3^2 ds}{EJ}; \\ \delta_{12} &= \sum \int_0^S \frac{M_1 M_2 ds}{EJ}; & \delta_{13} &= \sum \int_0^S \frac{M_1 M_3 ds}{EJ}; & \delta_{21} &= \sum \int_0^S \frac{M_2 M_1 ds}{EJ}; \\ \delta_{23} &= \sum \int_0^S \frac{M_2 M_3 ds}{EJ}; & \delta_{31} &= \sum \int_0^S \frac{M_3 M_1 ds}{EJ}; & \delta_{32} &= \sum \int_0^S \frac{M_3 M_2 ds}{EJ}; \\ \delta_{1F} &= \sum \int_0^S \frac{M_1 M_F ds}{EJ}; & \delta_{2F} &= \sum \int_0^S \frac{M_2 M_F ds}{EJ}; & \delta_{3F} &= \sum \int_0^S \frac{M_3 M_F ds}{EJ}, \end{aligned} \quad (5)$$

де E – модуль пружності першого роду для матеріалу профільної втулки; $J = \delta l^3 / 12$ – осьовий момент інерції перетину (див. рис. 3, А-А); M_1, M_2, M_3 і M_F – згинаючі моменти, відповідно, від сил X_1, X_2, X_3 і F .

Так як бічні поверхні профільної квадратної втулки деформуються однаково відносно осі симетрії, то для спрощення рішення задачі застосуємо схему показану на рис. 5, тобто защемленнями однієї грані, замінимо всю іншу частину профільної втулки, де $F_1 = F / 2$.

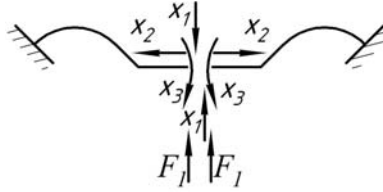


Рис. 5. Розрахункова схема грані профільної втулки

Для визначення згинаючих моментів M_1, M_2, M_3 і M_F , відповідно, від сил X_1, X_2, X_3 і F та побудови їх епюр, застосуємо схему показану на рис. 6, де x_i і y_i – поточні значення пліч дії сил, відповідно, X_1, X_2, X_3 і F

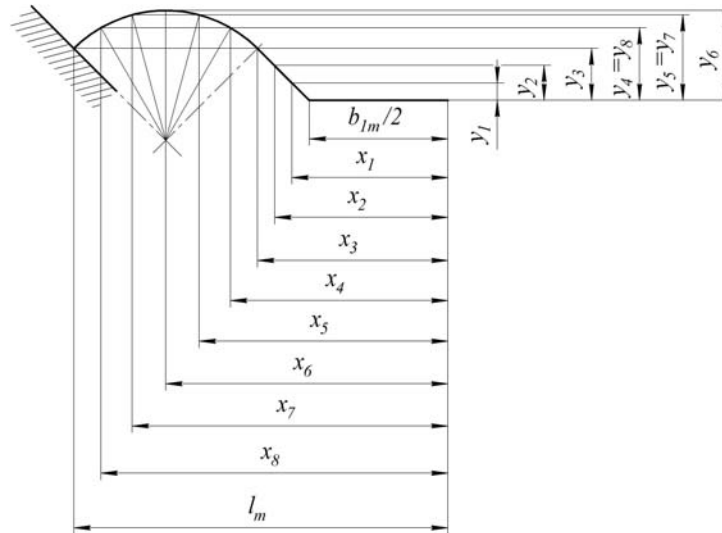


Рис. 6. Схема до розрахунку згинаючих моментів

Використовуючи схему (рис. 6) і значення $X_1=1, X_2=1, X_3=1$ і F отримаємо для визначення згинаючих моментів у защемленні наступні аналітичні вирази:

$$M_1 = 0,5b_{л} + 0,7a + 1,4r ; M_2 = 0,7a + 0,3r ; M_3 = 1 \text{ і } M_F = F_1(0,5b_{л} + 0,7a + 1,4r) . \quad (6)$$

Далі використовуємо (6) і рис. 6 будемо епюри M_1, M_2, M_3 і M_F – згинаючих моментів, відповідно від сил X_1, X_2, X_3 і F , показаних на рис. 7.

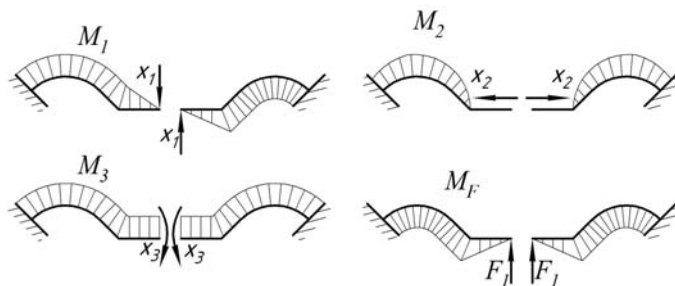


Рис. 7. Епюри згинаючих моментів M_1, M_2, M_3 і M_F , відповідно від сил X_1, X_2, X_3 і F

Із аналізу підінтегральних значень моментів виразів (5), де перемножуються симетричні епюри на кососиметричні, маємо: $\delta_{12}=\delta_{21}=0; \delta_{13}=\delta_{31}=0; \delta_{1F}=0$. Таким чином система канонічних рівнянь (4) зводиться до

$$\delta_{22}X_2 + \delta_{23}X_3 + \delta_{2F} = 0 ; \delta_{32}X_2 + \delta_{33}X_3 + \delta_{3F} = 0 . \quad (7)$$

Використовуємо епюри згинаючих моментів (див. рис. 7) і спосіб Верещагіна, отримаємо такі

значення для переміщень:

$$\delta_{22} = \frac{a^2}{EJ} (0,68a + 0,785r); \delta_{23} = \frac{a}{EJ} (0,74a + 1,1r); \delta_{32} = \delta_{23}; \delta_{33} = \frac{1}{EJ} (0,5b_{л} + a + 1,57r + 0,785);$$

$$\delta_{2F} = -\frac{F}{2EJ} [0,23a^2 (0,5b_{л} + 0,7a) + 0,785a(0,5a + 1,4r)(0,5b_{л} + 0,7a + 0,7r)] \quad \text{і}$$

$$\delta_{3F} = -\frac{F}{2EJ} [0,125b_{л}^2 + 0,5a(0,7a + 0,5b_{л}) + 0,785(2r + 1)(0,5b_{л} + 0,7a + 0,7r)]. \quad (8)$$

Розв'язком системи рівнянь (7) знаходимо невідомі X_2 і X_3

$$X_2 = \frac{\delta_{23}(\delta_{22}\Delta_{3F} - \delta_{23}\Delta_{2F})}{\delta_{22}(\delta_{22}\delta_{33} - \delta_{23}^2)}; \quad X_3 = \frac{\delta_{23}\Delta_{2F} - \delta_{22}\Delta_{3F}}{\delta_{22}\delta_{33} - \delta_{23}^2}. \quad (9)$$

Визначимо сумарний згинаючий момент

$$M_{F\Sigma} = M_F + X_2M_2 + X_3M_3. \quad (10)$$

Для визначення переміщення δ_F використовуємо спосіб Мора або спосіб Верещагіна і основну систему (див. рис. 4, б). У напрямку переміщення δ_F прикладаємо одиничну силу ($X=1$) і від неї будуємо епюру згинаючого моменту $M_4 = 0,5b_{л} + 0,7a + 1,4r$, показано на рис. 8.

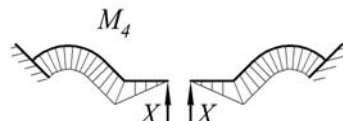


Рис. 8. Епюра згинаючого моменту M_4 , від сил X

Далі використовуємо значення моментів $M_{F\Sigma}$ і M_4 , отримуємо:

$$\delta_F = \frac{1}{EJ} [0,5F(0,5b_{л} + 0,7a + 1,4r) + X_2(0,7a + 0,3r) + X_3](0,5b_{л} + 0,7a + 1,4r). \quad (11)$$

Висновки

Розглянута муфта втулкова пружна у якій обертальний момент передається профільною втулкою забезпечує плавну передачу обертального моменту в період пуску машини, або неусталеного режиму її роботи, і покращує демпфуючі та компенсуючі характеристики за рахунок відповідної жорсткості, аж до запобіжних властивостей.

1. На основі аналізу сучасного стану конструкцій відомих втулкових муфт узагальнено їх недоліки і розроблені нові конструкції муфт з профільними втулками [6–8] для покращення процесу передавання обертального моменту.

2. Розроблений геометричний синтез профільних втулок на прикладі чотирикутного профілю з підковоподібними виступами на кутах чотирикутника і залежність (1) діаметра циліндричної втулки від геометричних розмірів профільної втулки.

3. Отримана аналітична залежність (11) між силою і деформацією в профільній втулці при передачі пружною муфтою обертального моменту може використовуватись при проектуванні нових приводів з такими муфтами, а вираз (10) дозволяє визначити максимальну величину моменту згину і для нього знайти напруження за відомими формулами.

4. Запропонований спосіб і пристрої [9–11] для виготовлення профільних втулок дозволяє легко виготовляти такі профільні втулки, які забезпечать поставлені у статті задачі.

5. Розроблені на рівні патентів України конструкції втулкових пружних запобіжних муфт та пристрої і способи їх виготовлення впроваджені у навчальні робочі програми дисциплін «Деталі машин», «Основи конструювання» і «Технічна і прикладна механіка» для вивчення студентами на кафедрі теоретичної механіки, інженерної графіки та машинознавства Національного університету водного господарства та природокористування (м. Рівне).

Література

1. Малащенко В. О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків / В. О. Малащенко. – Львів : НУ «Львівська політехніка», 2006. – 196 с.
2. Bhandary V.B. Design of Machine Elements. New Delhi : Tata McGrew-Hill Education Private Ltd., 2007. – 934 p.
3. Ganesh Babu K., Srithar K. Design of Machine Elements. 2nd edition. New Delhi: Tata McGrew-Hill. Education, 2010. – 544 p.
4. Стрілець В.М. Будова, принцип роботи та розрахунки інерційно-відцентрової пружної муфти / В.М. Стрілець, В.А. Федорук, О.Р. Стрілець, Р.В. Ковальчук // Вісник Хмельницького національного університету. Науковий журнал. Технічні науки. – Хмельницький : ХНУ, 2013. – Вип. 6. – С. 38–43.
5. Стрілець В.М. Напружений стан підковоподібних пружин з защемленими кінцями у пружних

муфтах / В.М. Стрілець, О.Р. Стрілець, В.В. Завальський // Вісник Хмельницького національного університету. Науковий журнал. Технічні науки. – Хмельницький : ХНУ, 2014. – Вип. 6. – С. 12–17.

6. Пат. 99600 Україна, МПК(2006.01) F16 D 3/52. Муфта втулкова запобіжна пружна / О.Р. Стрілець, В.А. Федорук, В.М. Стрілець, Ю.М. Брошук ; заявник і власник патенту Національний університет водного господарства та природокористування. – u № 2015 00152, заявл. 12.01.2015 ; опубл. 10.06.2015, Бюл. № 11.

7. Пат. 99601 Україна, МПК(2006.01) F16 D 3/52. Муфта втулкова запобіжна пружна / В.А. Федорук, В.М. Стрілець, О. Р. Стрілець, Ю.М. Брошук ; заявник і власник патенту Національний університет водного господарства та природокористування. – u № 2015 00153, заявл. 12.01.2015 ; опубл. 10.06.2015, Бюл. № 11.

8. Пат. 99629 Україна, МПК(2006.01) F16 D 3/52. Муфта втулкова запобіжна пружна / О.Р. Стрілець, В.А. Федорук, В.М. Стрілець, М.М. Козяр ; заявник і власник патенту Національний університет водного господарства та природокористування. – u № 2015 00880, заявл. 28.01.2015 ; опубл. 10.06.2015, Бюл. № 11.

9. Пат. 100218 Україна, МПК(2006.01) F16 D 3/52. Спосіб виготовлення профільної втулки муфти втулкової пружної запобіжної / О. Р. Стрілець, В.А. Федорук, В.М. Стрілець, Ю.М. Брошук ; заявник і власник патенту Національний університет водного господарства та природокористування. – u № 2015 01838, заявл. 02.03.2015 ; опубл. 10.07.2015, Бюл. № 13.

10. Пат. 100532 Україна, МПК(2006.01) F16 D 3/52. Пристрій для виготовлення профільної втулки муфти втулкової пружної запобіжної / О. Р. Стрілець, В.А. Федорук, В.М. Стрілець, М.М. Козяр ; заявник і власник патенту Національний університет водного господарства та природокористування. – u № 2015 01798, заявл. 02.03.2015 ; опубл. 27.07.2015, Бюл. № 14.

11. Пат. 101062 Україна, МПК(2006.01) F16 D 3/52. Пристрій для виготовлення профільної втулки муфти втулкової пружної запобіжної / В.М. Стрілець, В.А. Федорук, О. Р. Стрілець, Ю.М. Брошук ; заявник і власник патенту Національний університет водного господарства та природокористування. – u № 2015 01816, заявл. 02.03.2015 ; опубл. 25.08.2015, Бюл. № 16.

12. Кидрук М.И. Компас – 3D V9 : учебный курс / М.И. Кидрук – Санкт-Петербург : Питер, 2007. – 496с.

13. Поліщук М.П. Будівельна механіка : навчальний посібник / М.П. Поліщук. – Рівне : НУВГП, 2004. – 237 с.

Рецензія/Peer review : 10.10.2016 р. Надрукована/Printed :28.10.2016 р.
Рецензент : д-р техн. наук., професор Кравець С. В.