

- [Mechanical seal]. Patent UA, no.108700, 2016. (Ukr.)
6. Pokhylchuk I.O., Strilets O.R., Koziar M.M., Strilets V.M., Mazur S.V. *Torceve ushhil'nennja* [Mechanical seal]. Patent UA, no.108704, 2016. (Ukr.)
 7. Strilets O.R., Strilets V.M., Koziar M.M., Pokhylchuk I.O., Mazur S.V. *Sposib виготовлення канавки на торці обертового кил'ця третья торцевого ushhil'nennja* [Method of manufacturing of grooves at the end face of a rotating friction ring of mechanical seal]. Patent UA, no.112500, 2016. (Ukr.)
 8. Mazur S.V., Strilets O.R., Pokhylchuk I.O., Strilets V.M. *Torcevi ushhil'nennja z kanavkami na torci obertovogo kil'cja u vigljadi spirali Arhimeda* [Mechanical seals with grooves on the end face of the rotating ring as a spiral of Archimedes]. *Zbirka tez. Dev'jata mizhnarodna naukovopraktichna konferencija «IIRTK-2016»* [Abstracts. IX International Scientific and Practical Conference «IIRTC-2016»]. Kyiv, NAU, 2016, pp. 215-217. (Ukr.)
 9. Mazur S.V., Strilets O.R., Strilets V.M. *Sposib виконання на торці кил'ця канавки u vigljadi spirali Arhimeda* [Method of manufacturing at the end face of ring the groove as a spiral of Archimedes]. *Zbirka tez. X mizhnarodna naukovopraktichna konferencija «IIRTK-2017»* [Abstracts. X International Scientific and Practical Conference «IIRTC-2017»]. Kyiv, NAU, 2017, pp. 182-184. (Ukr.)
 10. Mazur S.V., Strilets O.R., Strilets V.M., Tymeichuk O.Y. [Principle of operation and some calculations of mechanical seals with Archimedes groove on the end face of a rotating ring]. *Materialy dopovidej. 13-j Mizhnarodnyj sympozium ukrai'ns'kyh inzheneriv-mehaniiv u L'vovi «MSUIML-13»* [Proceedings. XIII International Symposium of Ukrainian Mechanical Engineers in Lviv «SUMEL-13»]. Lviv, KINPATRI LTD, 2017, pp. 137-138. (Ukr.)
 11. Galahov M.A., Gusiatnikov P.B., Novikov A.P. *Matematicheskie modeli kontaktnoi gidrodinamiki* [Mathematical models of contact hydrodynamics]. Moscow, Nauka Publ., 1985. 295 p. (Rus.)
 12. Glikman B.F. *Matematicheskie modeli pnevmogidravlicheskih sistem* [Mathematical models of pneumohydraulic systems]. Moscow, Nauka Publ., 1986. 368 p. (Rus.)
 13. Smirnov V.I. *Kurs vysshei matematiki* [Course of Higher Mathematics]. Volume II. Moscow, Nauka Publ., 1974. 655 p. (Rus.)

Рецензент: С.В. Кравець

д-р техн. наук, проф., Національний університет водного господарства та природокористування

Стаття надійшла 30.05.2017

УДК 621.825.63

© Стрілець В.М.¹, Стрілець О.Р.², Бондарук А.А.³, Сенніков О.С.⁴

КОНСТРУКЦІЯ, ПРИНЦИП РОБОТИ І СТАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПРУЖНОГО ВАЛА КАРДАННОЇ ПЕРЕДАЧІ

Описана конструкція і принцип роботи пружних валів карданної передачі з точки зору їх деформації. Розглянута деформація профільної втулки при передачі обертального моменту через профільне трикутне або квадратне, або шестикутне, або іншого раціонального перетину з'єднання. Приводиться статичний розрахунок профільного, рухомого в осьовому напрямку, з'єднання двох частин вала карданної передачі із умови на деформацію згинання грані профільної втулки.

Ключові слова: карданна передача, вал карданної передачі, профільна втулка, профільне з'єднання, грань, деформація.

¹ канд. техн. наук, доцент, професор, Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне, v.m.strilets@nuwm.edu.ua

² канд. техн. наук, доцент, Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне, ua_oleg@hotmail.com

³ студент, Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне

⁴ студент, Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне

Стрелец В.Н., Стрилец О.Р., Бондарук А.А., Сенников А.С. Конструкция, принцип работы и статический расчет упругого вала карданной передачи. Описана конструкция и принцип работы упругих валов карданной передачи с точки зрения их деформации. Рассмотрена деформация профильной втулки при передаче крутящего момента через профильное треугольное или квадратное, или шестиугольное, или другого рационального сечения соединение. Приводится статический расчет профильного, подвижного в осевом направлении, соединения двух частей вала карданной передачи из условия деформации на изгиб грани профильной втулки.

Ключевые слова: карданная передача, вал карданной передачи, профильная втулка, профильное соединение, грань, деформация.

V.M. Strilets, O.R. Strilets, A.A. Bondaruk, O.S. Sennikov. The construction, operating principle and static calculation of cardan transmission flexible shaft. The construction and operating principle of cardan flexible shafts are shown from the point of view of their deformation when a torque is transmitted through a cardan joint to a cylindrical pipe-sleeve and profile sleeve connected with it, and further through the profile joint of triangular, square, hexagonal or some other rational cross section to the rest of the shaft. The increase in the torque results in deformation of the profile sleeve due to the expansion of its edges and U-shaped vertices of a triangle or square or hexagon, or some other rational cross section. The profile sleeve deformation during transmission of the torque through the profile joint of triangular or square or hexagonal or some other rational cross section has been considered. The calculation has been given for the profile and movable in the axial direction connection of two parts of cardan shaft transmission under bending deformation conditions on the edge of the profile sleeve. The calculation formulas being derived, it is assumed that after applying the torque the load is distributed on the half of the edge by law of the triangle, the side surfaces of the profile sleeve deform equally, the load acts on the edges and in the plane of the profile sleeve that is perpendicular to the axis of rotation and is permanent lengthwise.

Key words: cardan transmission, cardan transmission shaft, profile sleeve, profile connection, edge, deformation.

Постановка проблеми. Розглядаються вали карданних передач трансмісій мобільних та інших машин. Такі вали входять до складу карданних передач, які передають обертальні моменти між валами, осі яких перетинаються або перехрещуються, з рівномірним обертанням і можливим зміщенням їх по довжині, як це має місце при передачі обертання до задніх коліс автомобіля. Основний їх недолік, що вони передають обертальний момент від одного шарніра до другого жорстко, а це негативно впливає на деталі трансмісії. Щоб зменшити недоліки існуючих валів карданних передач, розроблені нові, які передають обертальний момент м'яко. Це досягається тим, що одна частина вала карданної передачі виконана у вигляді вилки і втулки-труби, у яку встановлена профільна втулка з поперечним перетином трикутника або квадрата, або шестикутника, або іншого раціонального перетину з вершинами, які винесені назовні і мають, наприклад, підковоподібний обрис. Профільні втулки з поперечним перетином трикутника або квадрата, або шестикутника, або іншого раціонального перетину з'єднані з втулками-трубами відомими способами, наприклад, зварюванням. Для запропонованих нових конструкцій валів карданних передач необхідно отримати аналітичні залежності між їх геометричними розмірами і обертальними моментами, що передаються.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Конструкції та принцип передавання обертальних моментів, різні проблеми валів карданних передач широко описані у літературі [1-3] та інших. Особлива увага валам карданних передач звернута у [4]. Розроблені нові конструкції валів карданних передач на рівні патентів України на корисні моделі [5-9] і про них надана інформація на наукових конференціях і симпозіумах [10, 11]. Однак теоретичні дослідження для запропонованих нових конструкцій валів карданних передач не проведені.

Ціль статті - опис будови та принципу передавання обертального моменту новими пружними валами карданних передач, отримання аналітичних залежностей для статичних розрахунків напружень і деформацій від геометричних розмірів таких валів.

Виклад основного матеріалу. Одна із схем нового вала карданної передачі показана на рис. 1.

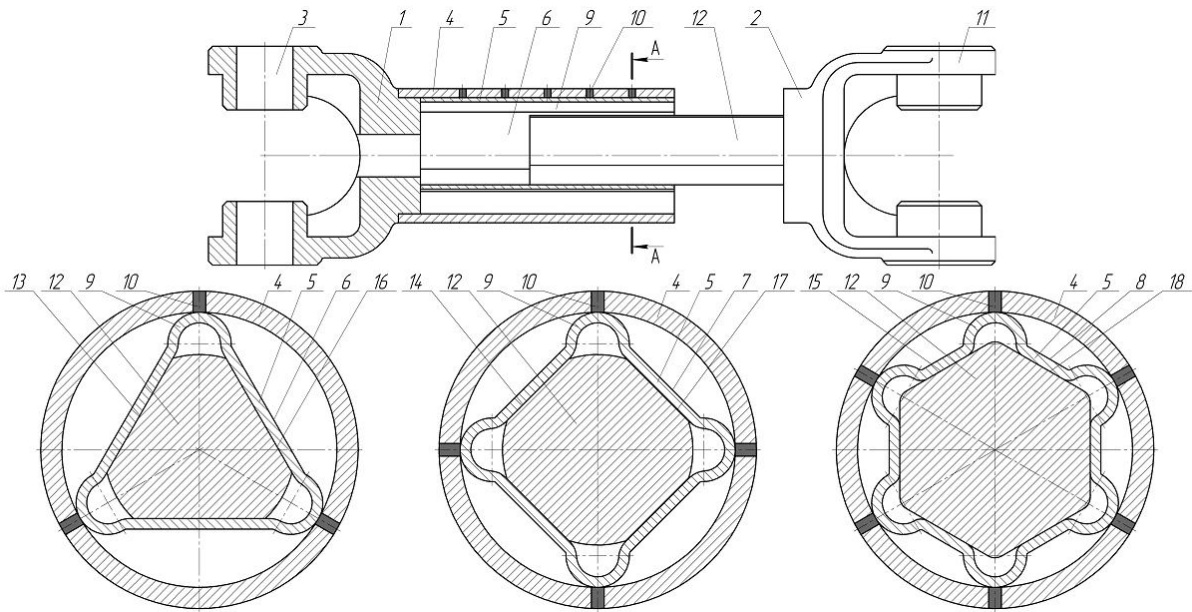


Рис. 1 – Конструктивна схема нового вала карданної передачі з різними перетинами

Вал карданної передачі складається із двох частин 1 і 2. Частина 1 вала карданної передачі виконана у вигляді вилки карданного шарніра 3 і циліндричної втулки-труби 4, у яку встановлена профільна втулка 5 з поперечним перетином трикутника 6 або квадрата 7, або шестикутника 8, або іншого раціонального перетину з вершинами 9, які винесені назовні і мають, наприклад, підковоподібний обрис. Профільна втулка 5 встановлена у втулку-трубу 4 з незначним натягом по вершинах 9 і з'єднана з нею відомими з'єднаннями, наприклад, зварними 10. Частина 2 складається з шарнірної вилки 11 і вала 12 з поперечним перетином трикутника 13 або квадрата 14, або шестикутника 15, або іншого раціонального перетину. Частина 1 і 2 карданного вала з'єднані між собою профільними з'єднаннями у вигляді трикутного 16 або квадратного 17, або шестикутного 18, або іншого раціонального перетинів.

Вал карданної передачі працює так. Обертальний момент передається через карданний шарнір на карданну вилку 3 частини 1, далі на циліндричну втулку-трубу 4, а через, наприклад, зварне з'єднання 10 на профільну втулку 5. Далі через профільне з'єднання трикутне 16 або квадратне 17, або шестикутне 18, або іншого раціонального перетину, обертальний момент передається на вал 12 і шарнірну вилку 11 частини 2. Збільшення обертального моменту приводить до деформації профільної втулки 5 із-за розтискання граней і підковоподібних вершин 9 трикутника 6 або квадрата 7, або шестикутника 8, або іншого раціонального перетину. Через деформації профільної втулки 5 обертальний момент через профільне трикутне 16 або квадратне 17, або шестикутне 18, або іншого раціонального перетину з'єднання частин 1 і 2 передається на шарнірну вилку 11 карданного шарніра м'яко, тобто безударно.

Для широкого використання запропонованих валів карданних передач виконані теоретичні статичні розрахунки. На рис. 2, а показана схема навантаження профільної втулки на прикладі профільної квадратної втулки.

Поставлена задача розв'язується з такими допущеннями: грані профільної трикутної або квадратної, або шестикутної, або іншого раціонального перерізу втулки деформуються однаково; навантаження, яке діє на грані профільної втулки карданного вала при передаванні обертального моменту, розподіляється у вигляді трикутника, як прийнято для профільних з'єднань, та в площині профільної втулки, перпендикулярній до осі обертання і постійній по довжині. Тоді розрахункова схема має вигляд – балка особливої конфігурації з защемленими кінцями, показана на рис. 2, б. Для розв'язання задачі для такої балки складаємо еквівалентну та основну системи (рис. 3) і використовуємо методики, запропоновані у літературних джерелах [12, 13].

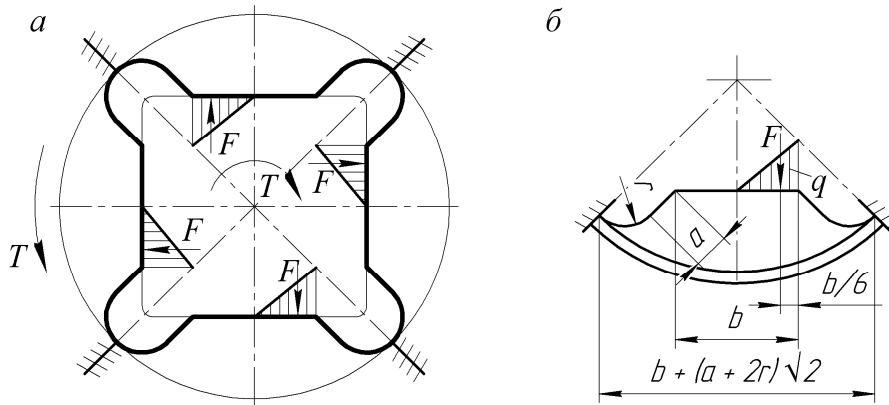


Рис. 2 – Схема передавання обертового моменту новим валом карданної передачі: а – схема навантаження профільної втулки; б – розрахункова схема профільної втулки

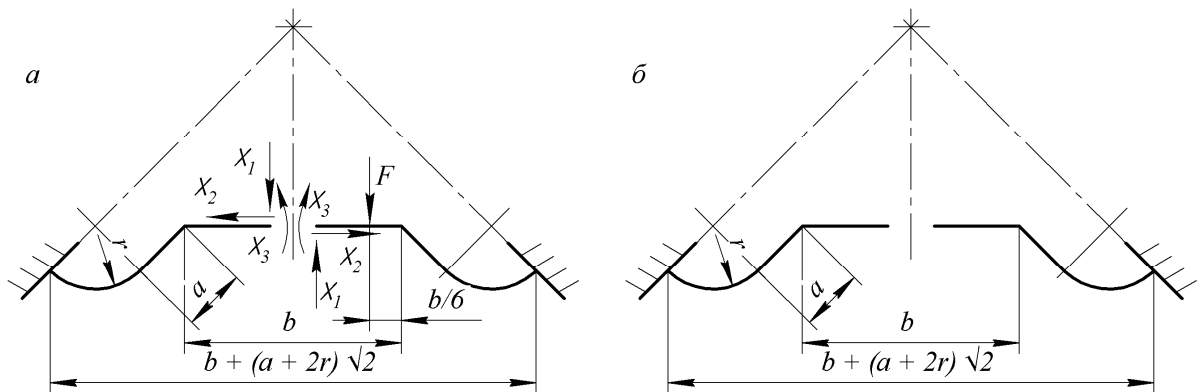


Рис. 3 – Системи грані профільної втулки вала карданної передачі: а – еквівалентна; б – основна

При передаванні обертового моменту T на гранях профільної втулки діє сила

$$F = \frac{3Tk}{bz}, \quad (1)$$

де T – обертовий момент, який передається валом карданної передачі; b – ширина контакту грані в профільному з'єднанні; z – число граней профільного з'єднання; $k = 1,3 \dots 1,5$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по гранях, менше значення для високої точності пригонки.

Пружна балка особливої конфігурації з защемленими кінцями тричі статично невизначена. Зайві зв'язки заміняємо реакціями: X_1 , X_2 , і X_3 . Ці невідомі сили визначаємо із умови рівності нулю деформацій, що виникають за їхніми напрямками. Тоді канонічні рівняння методу сил матимуть вигляд:

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

де δ_{11} , δ_{22} , δ_{33} – деформації, 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} – деформація за напрямком сили X_1 від сили $X_2 = 1$; δ_{13} – деформація за напрямком сили X_1 від сили $X_3 = 1$; δ_{21} і δ_{23} – деформації за напрямком сили X_2 від сил, відповідно, $X_1 = 1$ і $X_3 = 1$; δ_{31} і δ_{32} – деформації за напрямком сили X_3 від сил, відповідно, $X_1 = 1$ і $X_2 = 1$; Δ_{1F} , Δ_{2F} і Δ_{3F} – деформації, 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 замінюють дію лишніх зв'язків. Основна система показана на рис. 4, б.

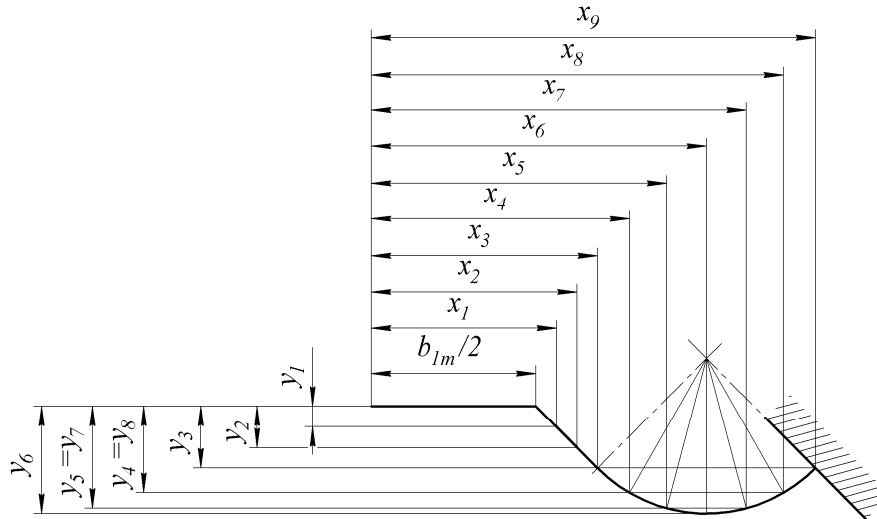


Рис. 4 – Схема до розрахунку згинаючих моментів

Деформації 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:

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

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

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. 4, де x_i і y_i – поточні значення пліч дії сил, відповідно, X_1 , X_2 , X_3 і F .

Використовуючи схему (рис. 4) і значення $X_1 = 1$, $X_2 = 1$, $X_3 = 1$ і F , отримаємо для визначення згинаючих моментів у защемленні наступні аналітичні вирази:

$$M_1 = 0,5b + 0,7a + 1,4r; \quad M_2 = 0,7a + 0,3r; \quad M_3 = 1 \quad \text{і} \quad M_F = F_1(0,167b + 0,7a + 1,4r). \quad (4)$$

Далі використовуємо (6) і рис. 4 будуємо 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. 5.

Використовуємо епюри згинаючих моментів (див. рис. 5) і формулу Сімпсона, отримаємо такі значення для деформацій:

$$\delta_{11} = \frac{1}{EJ} \{0,83b^3 + 0,167a(1,5b^2 + 2,1ba + a^2) + 0,26r[3(b + 1,4a)^2 + 2,8(b + 1,4a)r + 2,5r^2]\}; \quad (5)$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = \frac{1}{EJ} [0,167a(a^2 + 1,05ba) + 0,26r(1,5a^2 + 2,1ba + 0,6br + 1,42ar + 0,84r^2)]; \quad (6)$$

$$\delta_{13} = \delta_{31} = \frac{1}{EJ} [0,125b^2 + 0,25a(b + 1,4a) + 0,26r(2,5b + 3,5a + 2,8r)]; \quad (7)$$

$$\delta_{22} = \frac{1}{EJ} [(0,167a^3 + 0,26r(3a^2 + 1,6ar + 0,1r^2))]; \quad (8)$$

$$\delta_{23} = \delta_{32} = \frac{1}{EJ} [0,35a^2 + 0,26r(4,2a + 1,2r)]; \quad (9)$$

$$\delta_{33} = \frac{1}{EJ} (0,5b + a + 1,57r); \quad (10)$$

$$\Delta_{1F} = -\frac{F}{EJ} [0,006b^3 + 0,167a(0,5b^2 + 2ba + a^2) + 0,26r(0,5b^2 + 2,8ba + 2,75a^2 + 2,8br + 6ar + 4r^2)]; \quad (11)$$

$$\Delta_{2F} = -\frac{F}{EJ} [0,167a(a^2 + 0,35ba) + 0,26r(0,33b^2 + 2ba + 3a^2 + 0,8br + 2,52ar + 0,36r^2)]; \quad (12)$$

$$\Delta_{3F} = -\frac{F}{EJ} [0,014b^2 + 0,167a(b + 2a) + 0,26r(0,26b + 3,5a + 1,2r)]. \quad (13)$$

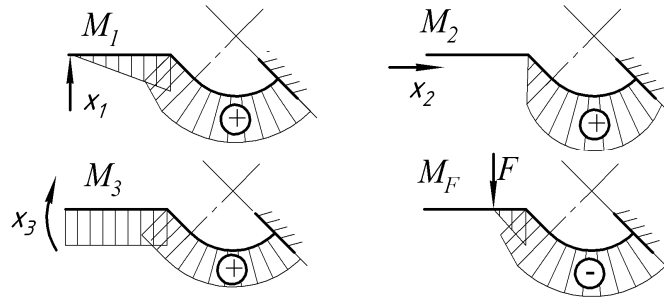


Рис. 5 – Епюри згинаючих моментів M_1 , M_2 , M_3 і M_F , відповідно, від сил X_1 , X_2 , X_3 , F

Розв'язав системи канонічних однорідних рівнянь (2) за допомогою визначників (формул Крамера) [14], знаходимо невідомі X_1 , X_2 і X_3 .

$$X_1 = \frac{D_{X1}}{D}; \quad X_2 = \frac{D_{X2}}{D}; \quad X_3 = \frac{D_{X3}}{D}, \quad (14)$$

де D – визначник системи рівнянь; D_{X1} , D_{X2} і D_{X3} – визначники системи рівнянь, відповідно, для невідомих X_1 , X_2 і X_3 .

Визначники системи рівнянь знаходяться за «правилом Саррюса» таким чином:

$$D = \delta_{11}\delta_{22}\delta_{33} + \delta_{12}\delta_{23}\delta_{31} + \delta_{13}\delta_{21}\delta_{32} - \delta_{13}\delta_{22}\delta_{31} - \delta_{11}\delta_{23}\delta_{32} - \delta_{12}\delta_{21}\delta_{33}; \quad (15)$$

$$D_{X1} = (-\Delta_{1F})\delta_{22}\delta_{33} + \delta_{12}\delta_{23}(-\Delta_{3F}) + \delta_{13}(-\Delta_{2F})\delta_{32} - \delta_{13}\delta_{22}(-\Delta_{3F}) - (-\Delta_{1F})\delta_{22}\delta_{32} - \delta_{12}(-\Delta_{2F})\delta_{33}; \quad (16)$$

$$D_{X2} = \delta_{11}(-\Delta_{2F})\delta_{33} + (-\Delta_{1F})\delta_{23}\delta_{31} + \delta_{13}\delta_{21}(-\Delta_{3F}) - \delta_{13}(-\Delta_{2F})\delta_{31} - \delta_{11}(-\Delta_{3F})\delta_{23} - (-\Delta_{1F})\delta_{21}\delta_{33}; \quad (17)$$

$$D_{X3} = \delta_{11}\delta_{22}(-\Delta_{3F}) + \delta_{12}(-\Delta_{2F})\delta_{31} + (-\Delta_{1F})\delta_{21}\delta_{32} - (-\Delta_{1F})\delta_{22}\delta_{31} - \delta_{11}(-\Delta_{2F})\delta_{32} - \delta_{12}\delta_{21}(-\Delta_{3F}). \quad (18)$$

Сумарний згинаючий момент у точці дії сили F визначається

$$M_{F\Sigma} = M_F + X_1M_1 + X_2M_2 + X_3M_3. \quad (19)$$

Для визначення деформації δ_F використовуємо спосіб Мора і формулу Сімпсона. До основної системи (див. рис. 3, б) у напрямку деформації δ_F прикладаємо одиничну силу ($X = 1$) і від неї будуємо епюру згинаючого моменту $M_4 = 0,167b + 0,7a + 1,4r$, показану на рис. 6.

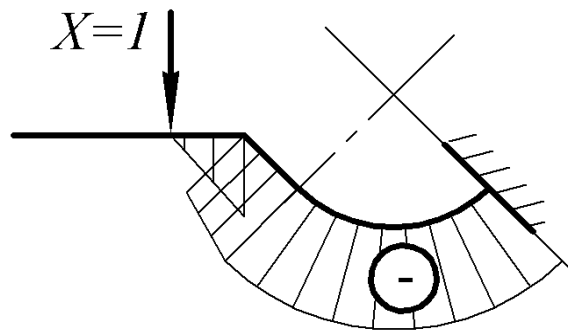


Рис. 6 – Епюра згинаючого моменту M_4 , від сили X

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

$$\delta_F = \frac{1}{EJ} [F(0,167b + 0,7a + 1,4r) + X_1(0,5b + 0,7a + 1,4r) + X_2(0,7a + 0,3r) + X_3](0,167b + 0,7a + 1,4r). \quad (20)$$

При практичному обчисленні сумарного згинаючого моменту $M_{F\Sigma}$ і деформації δ_F корисно застосувати ПЕОМ. Далі, знаючи згинаючий момент $M_{F\Sigma}$ або деформацію δ_F , відомими методами можна визначити напруження для небезпечного перетину та оцінити міцність вала карданної передачі.

Висновки

Відповідно до сформульованих цілей статті розв'язано актуальну науково-технічну задачу – підвищення надійності трансмісії мобільних машин за рахунок пружної деформації вала карданної передачі, одна частина якого виконана у вигляді втулки-труби з профільною втулкою і з'єднана з другою частиною профільним з'єднанням у вигляді трикутного, квадратного, шестикутного або іншого раціонального перетинів, передає обертальні моменти м'яко.

Список використаних джерел:

1. Цитович И.С. Трансмиссии автомобилей / И.С. Цитович, И.В. Каноник, В.А. Вавуло. – Минск : Наука и техника, 1979. – 255 с.
2. Бочаров Н.Ф. Конструирование и расчёт колесных машин высокой проходимости / Н.Ф. Бочаров, И.С. Цитович. – М. : Машиностроение, 1983. – 299 с.
3. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчёт. Трансмиссия / А.И. Гришкевич [и др.]. – Минск : Высшая школа, 1985. – 240 с.
4. Автомобиль. Особенности конструкции / В.Н. Скляр [и др.]. – Харьков, 2013. – 520 с.
5. Пат. 112527 Україна, МПК F 16 C 3/02, В 60 К 17/22, В 60 В 35/14. Вал карданної передачі / О.Р. Стрілець, М.М. Козяр, В.М. Стрілець. – № u201605133; заявл. 11.05.16; опубл. 26.12.16, Бюл. № 24. – 5 с.
6. Пат. 112548 Україна, МПК F 16 C 3/02, В 60 К 17/22, В 60 В 35/14. Вал карданної передачі / О.Р. Стрілець, В.М. Стрілець, Ю.М. Брошук. – № u201605486; заявл. 20.05.16; опубл. 26.12.16, Бюл. № 24. – 5 с.
7. Пат. 112685 Україна, МПК F 16 D 3/26, В 60 К 17/22, В 60 В 35/14. Вал карданної передачі / О.Р. Стрілець, В.М. Стрілець, О.С. Сенніков, А.А. Бондарук. – № u201606847; заявл. 22.06.16; опубл. 26.12.16, Бюл. № 24. – 5 с.
8. Пат. 113007 Україна, МПК F 16 D 3/26. Вал карданної передачі / О.Р. Стрілець, В.М. Стрілець. – № u201606085; заявл. 06.06.16; опубл. 10.01.17, Бюл. № 1. – 5 с.
9. Пат. 113584 Україна, МПК В 60 В 35/14, F 16 C 3/02, В 60 К 17/22. Вал карданної передачі / О.Р. Стрілець, В.М. Стрілець, А.А. Бондарук, О.С. Сенніков. – № u201606639; заявл. 17.06.16; опубл. 10.02.17, Бюл. № 3. – 5 с.

10. Вал карданної передачі / А.А. Бондарук [и др.] // Збірка тез. Десята міжнародна науково-практична конференція «ІРТК-2017» 16-17 травня 2017 року. – Київ : НАУ, 2017. – С. 155-157.
11. Можливість гасити коливання навантажень валом карданної передачі / В.О. Малащенко [и др.] // Матеріали доповідей. 13-й Міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові «МСУІМЛ-13» 18-19 травня 2017 року. – Львів : КІНПАТРИ ЛТД. – 2017. – С. 71.
12. Писаренко Г.С. Опір матеріалів : підручник / Г.С. Писаренко, О.Л. Квітка, Е.С. Уманський. – К. : Вища школа, 2004. – 655 с.
13. Поліщук М.П. Будівельна механіка : навчальний посібник / М.П. Поліщук. – Рівне : НУВГП, 2004. – 237 с.
14. Смирнов В.И. Курс высшей математики : для мех.-мат. и физ.-мат. фак. ун-тов / В.И. Смирнов. – 10-е изд. – М. : Наука, 1974. – Т. 3, Ч. 1. – 323 с.

References:

1. Tsytoich I.S., Kanonik I.V., Vavulo V.A. *Transmissii avtomobilei* [Automobile transmissions]. Minsk, Nauka i tehnika Publ., 1979. 255 p. (Rus.)
2. Bocharov N.F., Tsytoich I.S. *Konstruirovaniye i raschet kolesnykh mashin vysokoi prokhodimosti* [Design and calculation of high-passability vehicles]. Moscow, Mashynostroenie Publ., 1983. 299 p. (Rus.)
3. Grishkevich A.I., Vavulo V.A., Karpov A.V., Moliboshko L.A., Rukshetel O.S. *Avtomobili: Konstruktsiia, konstruirovaniye i raschet. Transmissiia* [Cars: Construction, design and calculation. Transmission]. Minsk, Vyshaisha shkola Publ., 1985. 240 p. (Rus.)
4. Skliarov V.N., Volkov V.P., Skliarov N.V., Rudenko I.D., Sergienko N.E. *Avtomobil'. Osobennosti konstruktsii* [Car. Design Features]. Kharkiv, 2013. 520 p. (Rus.)
5. Strilets O.R., Koziar M.M., Strilets V.M. *Val kardannoi' peredachi* [Cardan drive shaft]. Patent UA, no.112527, 2016. (Ukr.)
6. Strilets O.R., Strilets V.M., Broshuk Y.M. *Val kardannoi' peredachi* [Cardan drive shaft]. Patent UA, no.112546, 2016. (Ukr.)
7. Strilets O.R., Strilets V.M., Sennikov O.S., Bondaruk A.A. *Val kardannoi' peredachi* [Cardan drive shaft]. Patent UA, no.112685, 2016. (Ukr.)
8. Strilets O.R., Strilets V.M. *Val kardannoi' peredachi* [Cardan drive shaft]. Patent UA, no.113007, 2017. (Ukr.)
9. Strilets O.R., Strilets V.M., Bondaruk A.A., Sennikov O.S. *Val kardannoi' peredachi* [Cardan drive shaft]. Patent UA, no.113584, 2017. (Ukr.)
10. Bondaruk A.A., Sennikov O.S., Strilets O.R., Strilets V.M. *Val kardannoi' peredachi. Zbirka tez 10 Mizhn. nauk.-prakt. konf. «IIRTK-2017»* [Cardan drive shaft. Abstract of 10th Int. Sci.- Pract. Conf. «IIRTC-2017»]. Kyiv, 2017, pp. 155-157. (Ukr.)
11. Malashchenko V.O., Strilets V.M., Bondaruk A.A., Sennikov O.S. *Mozhlyvist' gasyty kolyvannja navantazhen' valom kardannoi' peredachi. Materialy dopovidej 13 Mizhn. sympozium ukrai'ns'kyh inzheneriv-mehanikey u L'vovi «MSUIML-13»* [Ability to extinguish load fluctuations of cardan shaft transmission. Proceedings of the 13th Int. Symposium of Ukrainian Mechanical Engineers in Lviv «ISUMEL-13»]. Lviv, 2017, pp. 71. (Ukr.)
12. Pysarenko H.S., Kvitka O.L., Umanskiy E.S. *Opir materialiv: Pidruchnyk* [Resistance of materials: Textbook]. Kyiv, Vyshcha Shkola Publ., 2004. 655 p. (Ukr.)
13. Polishchuk M.P. *Budivel'na mehanika: Navchal'nyj posibnyk* [Structural Mechanics: Textbook]. Rivne, NUWMNRU Publ., 2004. 237 p. (Ukr.)
14. Smirnov V.I. *Kurs vysshei mekhaniki* [Course of Higher Mathematics]. Volume III, Part I, Moscow, Nauka Publ, 1974. 323 p. (Rus.)

Рецензент: С.В. Кравець

д-р техн. наук, проф., Національний університет водного господарства та природокористування

Стаття надійшла 23.05.2017