

В.О. МАЛАЩЕНКО, д.т.н., професор НУ "Львівська політехніка", м. Львів
О.Р. СТРИЛЕЦЬ, магістр, НУ "Львівська політехніка"
В.М. СТРИЛЕЦЬ, к.т.н., доцент НУ водного господарства та природоко-
 ристування, м. Рівне

НАВАНТАЖУВАЛЬНА ЗДАТНІСТЬ ПРУЖНИХ ШПОНКОВИХ З'ЄДНАНЬ ТИПУ "ВАЛ-МАТОЧИНА"

Розглянуті статичні розрахунки пружних шпонок з округленими торцями і порожниною концентричною зовнішній формі, які можуть застосовуватися в з'єднаннях типу "вал-маточина" різноманітних редукторів. Отримані аналітичні і графічні залежності деформацій таких шпонок від навантаження та геометричних розмірів.

Static calculations of some constructions of the resilient keys with round-off butt ends and cavity concentric to the key external shape are considered. Analytical and graphic dependences of deformations of such keys on their construction, loading and geometrical sizes are obtained.

Відомі шпонкові з'єднання утворені жорсткими, напівпружними, пружними і запобіжними призматичними шпонками [1]. В сучасній технічній літературі, наприклад [2-4] описані лише з'єднання жорсткими шпонками, їх теоретичні та практичні розрахунки. Пружні шпонки мають меншу жорсткість і обертальний момент від вала до маточини, наприклад, зубчастого колеса, або навпаки передається плавніше, тобто безударно, а це позитивно впливає на довговічність деталей з'єднання і приводу в цілому. Крім того, при передачі обертального моменту вали закручуються на деякий кут, але із-за менш жорсткого з'єднання деталей встановлених на них, наприклад, лінія контакту зубців зубчастих передач не зменшується, що також позитивно впливає на роботу зубчастих, фрикційних, ланцюгових та інших передач. Деякі запатентовані конструкції пружних призматичних шпонок показані на рисунку 1, де а – призматична пружна шпонка з округленими торцями та з порожниною, яка є концентричною до зовнішній формі; б – призматична пружна шпонка з округленими торцями і з особливою порожниною, яка складається із кругових отворів концентричних округленим торцям, з'єднаних розрізом по поздовжній осі симетрії; в – пружна складена шпонка (складена із двох поздовжніх

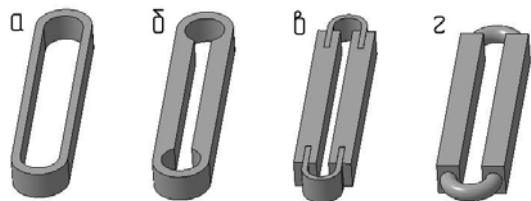


Рисунок 1 – Моделі деяких запатентованих пружних шпонок

брусків і двох дугоподібних пружин. В торцях поздовжніх брусків виконані канавки, в які встановлені кінці дугоподібних пружин. У зібраному вигляді шпонка схожа на призматичну з округленими торцями); г – пружна складена шпонка подібна до попередньої, але в торцях поздовжніх брусків виконані кругові отвори, в які встановлені кінці дугоподібних пружин круглого перетину.

Зміст викладу матеріалу. Натепер немає методики розрахунків таких шпонкових з'єднань і експлуатаційних характеристик самих шпонок. Метою даної роботи є розробка методики розрахунків пружних призматичних шпонок для різних режимів навантаження передач. Тут виконано розрахунок пружної призматичної шпонки з порожниною концентричною зовнішній формі [5]. Розрахункова схема наведена на рисунку 2. Від дії обертального моменту вал закручується на деякий кут φ , а із-за цього на шпонку діє розподілене навантаження q . Для отримання залежностей пружних деформацій шпонки від обертального моменту, що передається з'єднанням прийняті наступні припущення: навантаження q рівномірно розподілене на довжині прямолінійної частини і лежить у площині шпонки; для малої кривини округлень кінців шпонки впливом осевих сил на її деформацію нехтуємо.

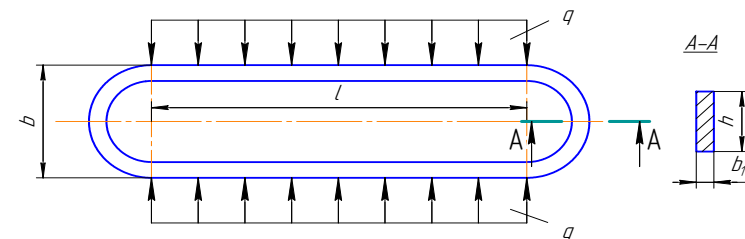


Рисунок 2 – Розрахункова схема пружної шпонки з порожниною концентричною зовнішній формі

Питоме навантаження q від дії обертального моменту T_k дорівнює

$$q = \frac{F_t}{l} = \frac{2T_k}{dl}, \quad (1)$$

де F_t – колова сила; d – діаметр сполуки вала і маточини; l – довжина прямолінійної частини шпонки.

Пружну шпонку (рисунку 2) можна подати як плоску раму з одним замкнутим контуром. Згідно [6] ступінь статичної невизначеності такої рами визначається за формулою

$$n = l + 3k - m, \quad (2)$$

де l – число лишніх зовнішніх зв'язків; k – число замкнутих контурів; m – число простих шарнірів. Для даного випадку: $l = 0$, $k = 1$, $m = 0$, $n = 3$.

Складання еквівалентної схеми (рисунок 3) виконаємо розрізанням в місці вертикальної осі, тобто виявляємо лишні зв'язки, при відкиданні яких рама залишається незмінною але статично визначеною.

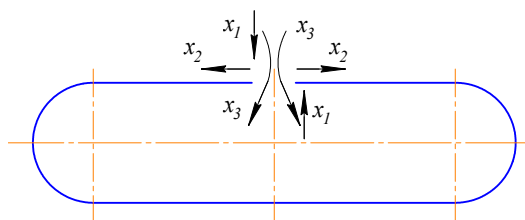


Рисунок 3 – Еквівалентна схема шпонки

Лишні зв'язки замінюємо невідомі реакціями: x_1 , x_2 і x_3 . Така рама деформується тотожно шпонці. Ці невідомі сили визначаємо із умови рівності нулю переміщень, що виникають за їхніми напрямками.

Тоді канонічні рівняння за методом сил матимуть вигляд:

$$\begin{cases} \delta_{11} x_1 + \delta_{12} x_2 + \delta_{13} x_3 + \delta_{1F} = 0; \\ \delta_{21} x_1 + \delta_{22} x_2 + \delta_{23} x_3 + \delta_{2F} = 0; \\ \delta_{31} x_1 + \delta_{32} x_2 + \delta_{33} x_3 + \delta_{3F} = 0, \end{cases} \quad (3)$$

де δ_{11} , δ_{22} і δ_{33} – переміщення за напрямками сил x_1 , x_2 і x_3 , викликані відповідно одиничними 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 за напрямками сил x_1 , x_2 і x_3 , при дії на основну систему питомого навантаження q .

Основна система отримується із еквівалентної після звільнення її від зовнішнього навантаження q і невідомих сил x_1 , x_2 і x_3 . Основна схема наведена на рисунку 4, де $\rho = (b - b_1) / 2$ – середній радіус округлень кінців пружної шпонки.

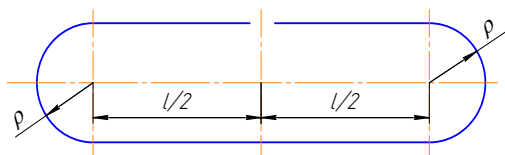


Рисунок 4 – Основна система шпонки

Переміщення (3) визначаються за допомогою інтегралів Мора і в частинних випадках способом Верещагіна із наступних виразів:

$$\begin{aligned} \delta_{11} &= \sum \int_0^S \frac{M_1^2 ds}{EJ}; & \delta_{22} &= \sum \int_0^S \frac{M_2^2 ds}{EJ}; & \delta_{33} &= \sum \int_0^S \frac{M_3^2 ds}{EJ}; \\ \delta_{12} &= \sum \int_0^S \frac{M_1 M_2 ds}{EJ}; & \delta_{13} &= \sum \int_0^S \frac{M_1 M_3 ds}{EJ}; & \delta_{21} &= \sum \int_0^S \frac{M_2 M_1 ds}{EJ}; \\ \delta_{23} &= \sum \int_0^S \frac{M_2 M_3 ds}{EJ}; & \delta_{31} &= \sum \int_0^S \frac{M_3 M_1 ds}{EJ}; & \delta_{32} &= \sum \int_0^S \frac{M_3 M_2 ds}{EJ}; \\ \delta_{1F} &= \sum \int_0^S \frac{M_1 M_F ds}{EJ}; & \delta_{2F} &= \sum \int_0^S \frac{M_2 M_F ds}{EJ}; & \delta_{3F} &= \sum \int_0^S \frac{M_3 M_F ds}{EJ}, \end{aligned} \quad (4)$$

де E – модуль пружності першого роду для матеріалу шпонки; $J = hb^3 / 12$ – осьовий момент інерції перетину А-А (рисунок 2); M_1 , M_2 , M_3 і M_F – згинальні моменти відповідно від сил x_1 , x_2 , x_3 і q , їхні епюри на рисунку 5.

Із аналізу підінтегральних значень моментів виразів (4), де перемножуються симетричні епюри на косиметричні, маємо: $\delta_{12} = \delta_{21} = 0$; $\delta_{13} = \delta_{31} = 0$; $\delta_{23} = \delta_{32} = 0$; $\delta_{1F} = 0$ і $\delta_{2F} = 0$.

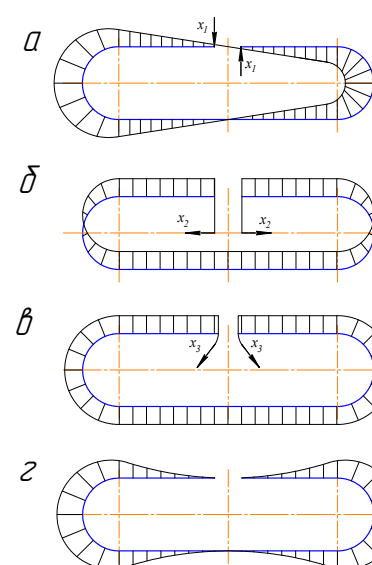


Рисунок 5 – Епюр згинальних моментів, відповідно від сил x_1 , x_2 , x_3 і q

З урахуванням цих значень із (3) отримуємо

$$\delta_{33} x_3 + \delta_{3F} = 0. \quad (5)$$

Використовуючи вирази (4) і епюри згинальних моментів (рисунок 5) та прийнявши, що на прямолінійній ділянці верхня межа інтегрування $s = l / 2$, а на криволінійній – $s = \rho \cdot d\varphi$, отримаємо:

$$\delta_{33} = \frac{2}{EJ} (l + \pi \rho); \quad \delta_{3F} = \frac{ql}{EJ} \left[\frac{l^2}{12} + 2\rho \left(\frac{\pi l}{8} + \rho \right) \right]. \quad (6)$$

З урахуванням (6) із рівняння (5) дістанемо

$$x_3 = -q\rho^2 a, \quad (7)$$

де

$$a = \frac{\Delta^3 + 3\Delta(\pi\Delta + 8)}{24(\pi + \Delta)}, \quad a \Delta = l / \rho.$$

Сумарний згинальний момент дорівнює

$$M_{F\Sigma} = M_F + x_3 M_3; \quad (8)$$

для $s=0$, $M_F = 0$; $M_{F\Sigma} = -q\rho^2 a$;

для $s=l/4$, $M_F = \frac{q\rho^2 \Delta^2}{32}$; $M_{F\Sigma} = q\rho^2 (\frac{\Delta^2}{32} - a)$;

для $s=l/2$, $M_F = \frac{q\rho^2 \Delta^2}{8}$; $M_{F\Sigma} = q\rho^2 (\frac{\Delta^2}{8} - a)$;

на криволінійній ділянці

$$M_{F\Delta} = q\rho^2 (\frac{\Delta^2}{8} + \frac{\Delta}{2} \sin \varphi - a).$$

Епюра сумарного згинального моменту в даному випадку має вигляд (рисунок 6).

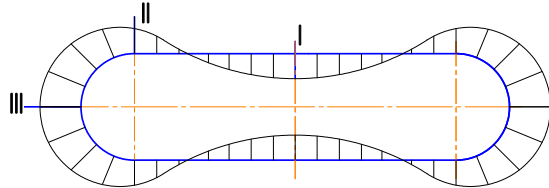


Рисунок 6 – Епюра сумарного згинального моменту

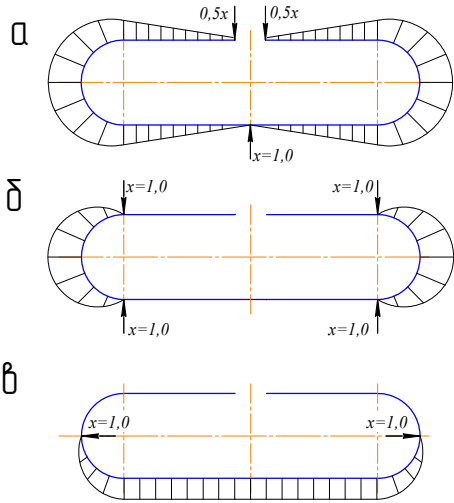


Рисунок 7 – Епюри згинальних моментів M_4 , M_5 і M_6

Для визначення переміщень в перерізах I, II і III використовуємо спосіб Мора і основну схему (рисунок 4). У напрямку переміщень δ_{IF} , δ_{IIF} і δ_{IIIF} прикладаємо одиничні сили ($x_i = 1$) і від них будемо епюри згинальних моментів: $M_4 = \frac{\rho \cdot \Delta}{4} \sin \varphi$; $M_5 = \rho \sin \varphi$ і $M_6 = \rho(1 - \cos \varphi)$ (рисунок 7).

Перемножуємо отримані епюри M_4 , M_5 і M_6 (рисунок 7) з епюром $M_{F\Sigma}$ (рисунок 6), отримуємо:

$$\delta_{IF} = \frac{q\rho^4}{EJ} \left\{ \frac{\Delta^2}{6} \left(\frac{\Delta^2}{16} + a \right) + 4 \left[\frac{\pi \Delta}{8} \left(1 + \frac{\Delta^2}{8} \right) - a \left(1 + \frac{\pi \Delta}{8} \right) + \frac{\Delta^2}{4} \right] \right\};$$

$$\delta_{IIF} = \frac{q\rho^4}{EJ} (\Delta^2 + \frac{\pi \Delta}{2} - 4a); \quad \delta_{IIIF} = \frac{q\rho^4}{EJ} \left[\frac{\Delta}{4} \left(1 + \frac{\Delta}{2} \right) + a(3\Delta - 1) \right]. \quad (9)$$

За значеннями δ_{IF} , δ_{IIF} і δ_{IIIF} будемо епюру переміщень, показану на рисунку 8.

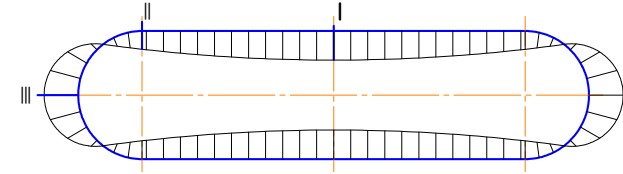


Рисунок 8 – Епюра переміщень

Для виконання практичних розрахунків вирази (8) і (9) подаємо у вигляді:

$$\delta_{IF} = \frac{q\rho^4}{EJ} a_1; \quad \delta_{IIF} = \frac{q\rho^4}{EJ} a_2; \quad \delta_{IIIF} = \frac{q\rho^4}{EJ} a_3;$$

$$M_{IF\Sigma} = -q\rho^2 a_4; \quad M_{IIF\Sigma} = q\rho^2 a_5; \quad M_{IIIF\Sigma} = q\rho^2 a_6, \quad (10)$$

де a_1 , a_2 , a_3 , a_4 , a_5 і a_6 – коефіцієнти, які рівні:

$$a_1 = \frac{\Delta^2}{6} \left(\frac{\Delta^2}{16} + a \right) + 4 \left[\frac{\pi \Delta}{8} \left(1 + \frac{\Delta^2}{8} \right) - a \left(1 + \frac{\pi \Delta}{8} \right) + \frac{\Delta^2}{4} \right];$$

$$a_2 = \Delta^2 + \frac{\pi \Delta}{2} - 4a; \quad a_3 = \frac{\Delta}{4} \left(1 + \frac{\Delta}{2} \right) + a(3\Delta - 1);$$

$$a_4 = a; \quad a_5 = \frac{\Delta^2}{8} - a; \quad a_6 = \frac{1}{2} \left(\frac{\Delta^2}{4} + \Delta \right) - a. \quad (11)$$

Значення коефіцієнтів (11) для $\Delta = 0 \dots 10$ визначені за допомогою ПЕОМ і зведені в таблиці.

Якщо підставити значення (1) і коефіцієнти (11) у вирази (10) можна визначити переміщення і згинальні моменти в перерізах I, II і III в залежності від розмірів і матеріалу шпонки та перевірити її навантажувальну здатність.

Висновки. Проведений аналіз з'єднань вала та маточини пружною шпонкою дозволив отримати нові аналітичні залежності для визначення величин обертального моменту і деформації в поперечних перерізах таких шпонок від їх геометричних розмірів, що мають істотне значення для різних галузей машинобудування.

Застосування пружних шпонок для з'єднання, наприклад, зубчастих ко-

ліс з валами істотно покращує процес входження зубців у зачеплення, здійснюючи його плавніше.

Таблиця – Значення коефіцієнтів $a_1 - a_6$ для визначення переміщень та моментів

Δ	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6
0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0,5	0,3	0,4	0,2	0,1	-0,1	0,2
1,0	0,9	1,2	1,1	0,3	-0,2	0,3
1,5	2,1	2,4	2,6	0,5	-0,3	0,5
2,0	4,0	4,1	4,8	0,7	-0,3	0,8
2,5	6,8	6,2	7,9	1,0	-0,2	1,0
3,0	10,9	8,7	11,9	1,4	-0,1	1,2
3,5	16,4	11,7	16,8	1,8	0,0	1,5
4,0	23,7	15,0	22,3	2,2	0,2	1,8
4,5	33,1	18,8	30,2	2,7	0,4	2,1
5,0	45,0	23,0	38,8	3,2	0,7	2,5
5,5	59,7	27,6	48,8	3,7	1,0	2,8
6,0	77,7	32,7	60,2	4,3	1,3	3,2
6,5	99,3	38,1	73,2	4,9	1,7	3,6
7,0	125,0	44,0	87,8	5,6	2,1	4,0
7,5	155,4	50,3	104,2	6,3	2,6	4,4
8,0	190,9	57,0	122,4	7,1	3,1	4,9
8,5	232,0	64,1	142,6	7,9	3,7	5,4
9,0	279,4	71,7	164,8	8,8	4,3	5,9
9,5	333,6	79,6	189,1	9,7	4,9	6,4
10,0	395,1	88,0	215,7	10,6	5,6	6,9

Список літератури: 1. Малащенко В.О., Стрілець О.Р., Стрілець В.М. Нова класифікація шпоночних з'єднань // Підйомно-транспортна техніка. – Дніпропетровськ, 2009. – №4. – С.38–41. 2. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. – К.: Вища школа, 2003. – 560с. 3. Малащенко В.О., Янків В.В. Деталі машин. Курсове проектування: Навчальний посібник. – Львів: Новий Світ, 2000, 2010. – 252с. 4. Заблонський К.І. Деталі машин. – Одеса: Астропринт, 1999. – 404с. 5. Стрелец В.Н. Шпоночное соединение переменной жесткости // Технология и организация производства. – 1984. – №4. – С.50. 6. Спицына Д.Н. Строительная механика стержневых машиностроительных конструкций. – М.: Высшая школа, 1977. – 248с.

Надійшла до редколегії 22.04.10

УДК 621.83

М.В. МАРГУЛИС, д.т.н., профессор каф. ТМ ПГТУ, г. Мариуполь
В.В. МИТИН, магистр каф. ТМ ПГТУ

РАЗРАБОТКА СИЛОВЫХ ВОЛНОВЫХ ПРИВОДОВ С ПРЕЦЕССИОННЫМ ДВИЖЕНИЕМ В ПЕРЕДАТОЧНЫХ МЕХАНИЗМАХ

Приведені теоретичні положення, на основі яких розроблений новий раціональний вид зачеплення для хвильової передачі з проміжними тілами кочення. Досліджена кінематика і виконаний розрахунок на міцність елементів зачеплення. Його використання в передавальних механізмах дозволить істотно збільшити їх ККД, довговічність, надійність, зменшити масогабаритні показники і собівартість виготовлення.

Theoretical positions on the basis of which the new rational type of hooking is developed for a wave transmission with the intermediate bodies of wobbling are resulted. A kinematics is investigational and the durability calculation of elements of hooking is executed. His use in transmission mechanisms will allow substantially to increase their output-input ratio, longevity, reliability, to decrease mass and sizes parameters and prime price of making.

Важнейшей задачей современного машиностроения является повышение надежности машин при минимально возможных их массогабаритных показателях и себестоимости изготовления. Известно, что приводы являются неотъемлемой частью большинства машин, а передаточный механизм – основной частью привода. Поэтому актуальны разработка и исследования новых видов волновых передач, использование которых позволит создать высокоэкономичные приводы для различных машин.

Волновые зубчатые передачи (ВЗП) обладают рядом преимуществ перед обычными зубчатыми редукторами. Практика использования ВЗП в приводах тяжело нагруженных машин показывает, что в сравнении с традиционными передачами в 2...3 раза уменьшаются их массогабаритные характеристики и на 30-40% динамические нагрузки. Указанные преимущества достигаются за счет множества точек контакта в зацеплении (тогда как в обычном зацеплении контактируют всего 1-1,5 зуба). В то же время созданные ВЗП включают в себя гибкое колесо, которое является лимитирующим звеном, как по надежности, так и по трудоемкости изготовления. Впадины зубьев применяемого эвольвентного зацепления являются концентраторами напряжений, что может привести к трещинообразованию и к поломке. Рациональные конструкции ВЗП с передаточным числом в одной ступени в пределах 100-500, как показали многочисленные исследования, приведенные в [1]. Учитывая вышеизложенные недостатки ВЗП, кафедрой "Технология машиностроения" Приазовского государственного технического университета было разработано несколько конструкций волновых передач с промежуточными телами качения (ВППТК) (см. рисунок 1), в которых были устранены конструктивные недостатки известных ВППТК [2] и получены патенты Украины на полезную мо-