

УДК 531.8; 621.01; 628.9

І. Завірохін, канд. техн. наук; О. Завірохін

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя.

ОСНОВНІ ПРИНЦИПИ КОНСТРУЮВАННЯ «УМОВНИХ МЕХАНІЗМІВ»

Резюме. Розглянуто наявність існування систем певних просторових механізмів, які на відміну від класичних механізмів, призначених для передавання тільки власне руху його складових, повинні виконувати функцію утримання в просторі наперед придбаного статичного положення і, за необхідності, змінювати його під дією зовнішніх сил й утримувати це нове положення після закінчення дії цих сил. Введено поняття «Умовний механізм», наведено конкретні приклади існування двох підкласів цього класу механізмів, які на даний час не класифіковані, недостатньо описані й досліджені. Розглянуто деякі конструктивно-розрахункові схеми і принцип їх роботи. Запропоновано орієнтовну методику розрахунку, сформульовано загальне визначення поняття умовного механізму. Висунуто гіпотезу про побудову деякої частини живої та неживої природи на принципах умовних механізмів, з'єднаних у певні структури.

Ключові слова: просторовий механізм, умовний шарнір, умовний механізм.

I Zavirokhin, O. Zavirokhin

MAIN PRINCIPLES OF «CONDITIONAL MECHANISM» DESIGN

Summary. The article is devoted to the problem of existence of systems of specific spatial mechanisms, which, in contrast to traditional mechanisms intended for putting into motion and moving of various machines or their integral parts, are to perform also other function that is to hold in space a preset static position, and upon necessity, to change the position under action of external forces and then to proceed to hold this new position when action of external forces is stopped.

In the article the concept of conditional mechanisms is introduced. As of now, these mechanisms are still not considered as mechanisms themselves. Thus they are still unclassified, insufficiently described and studied. In the article the real examples of existence of two subclasses of such class of mechanisms are provided. There were considered their both construction and calculation schemes, provided a method for their indicative calculation and provided a principle for their functioning. The details of the conditional mechanisms are specified as follows:

The conditional spatial swivel mechanism is formed in folded, bent or crossed areas of a plate or a membrane. It exists in the form of an incomplete, conditional swivel. This enables to create different structural and constructional schemes, to join through them the mechanisms of such type and of same profile into a large spatial formation, to allow limited movement of kinematic pairs under action of external forces, to change a spatial position of whole mechanism or its separate elements, and to continue to hold any new position when action of external forces is stopped;

The conditional spatial mechanism, called as Flexible Column (Pole), consists of a tension spring and a binding with some specific configuration. The binding is twined between the spring coils, splitting them and forming a conditional mechanism in the form of one uninterrupted kinematic pair, made by two mutually closed movable elements, which might change their spatial position due to an action of external forces.

In the article the general definition of the concept of a conditional mechanism is duly formed and as well as the hypothesis on creation of some part of animate and inanimate nature, based on the principles of conditional mechanisms joined into specified conditional structures, is put forward.

Key words: spatial mechanism, conditional hinge, conditional mechanism.

Постановка проблеми. Існує низка інженерних задач, в яких певна система просторових механізмів повинна займати в просторі задане статичне положення, за необхідності частково змінювати його під дією зовнішніх сил і утримувати це нове положення після закінчення дії цих сил. Тому проблема виявлення, описування й розрахунку класу таких механізмів, які виконують вказані вище функції, є безперечно актуальною задачею.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. За класичним визначенням [1,2] механізмом називають систему тіл, призначених для перетворення руху одного або кількох тіл у потрібні рухи інших тіл. Це визначення охоплює весь спектр створених і майбутніх механізмів. Але на сьогодні в теорії й практиці розглядають класи тільки тих механізмів, які входять до складу машин і призначені для надання їм руху в просторі.

Додатково [1] механізмом називають кінематичний ланцюг, в якому при заданому русі однієї або кількох ланок відносно кожної з них всі решта ланки здійснюють однозначно визначені переміщення. Виходячи з цього, вивчають власне саме рух складових механізму. Системи кінематичних ланцюгів у цьому випадку складаються з поступових та обертових кінематичних пар, ланки яких з'єднані між собою рухомо. При цьому відомі механізми і їх ланки не повинні виконувати завдання забезпечення системі потрібного просторового статичного положення, утримання його до визначеного моменту та навантаження, бо це означає припинення руху механізму і машини в цілому.

Мета роботи – навести конкретні приклади існування класу механізмів, які, маючи ознаки просторового механізму з рухомими кінематичними парами, виконують функції, відмінні від традиційних, себто надання системі постійного або змінного руху. Назвемо цей клас «Умовний механізм». Вони на даний час не класифіковані, недостатньо описані й досліджені.

Постановка задачі. Розглянути наявні структурно-конструктивні схеми побудови таких механізмів, дослідити принцип їх роботи, запропонувати орієнтовну методику розрахунку, сформулювати загальне визначення «Умовний механізм».

Результати роботи. На даний час визначимо два підкласи таких механізмів:

- умовний просторовий шарнірний механізм (УПШМ);
- умовний просторовий механізм «Гнучка стійка».

Принципова схема, різні структурно-конструктивні схеми УПШМ, а також приклади структур, утворених з'єднанням механізмів однакового профілю, детально наведено в [3,4]. У даній статі здійснено спробу розрахунком підтвердити спроможність структури УПШМ утримувати під дією зовнішніх сил наперед придбане просторове розташування в складі тришарової криволінійної панелі.

На рис.1 зображена принципова схема одного з УПШМ, базова ланка якого має чотири сторони, а решта ланок розташовані по обидві сторони її площини. На рис.2 – схема зовнішнього вигляду механізму. На рис.3 – приклад сумісного з'єднання однакових УПШМ у структуру. На рис.4 – тришарова криволінійна панель із розташуванням структури механізмів всередині між поверхнями подвійної кривини.

Розглянемо принципову схему одного із варіантів УПШМ (рис.1) з чотиристоронньою базовою ланкою. V_i і H_i – розміри механізму. Кінематичні пари 2, 3 утворюються в місцях згину пластин або оболонок та перетину їх частин у певних напрямках і під різними кутами α , β у просторі, по одну або обидві сторони від площини базової ланки 1. Базова ланка може мати від трьох до шести сторін. Більшу кількість сторін ми не розглядали. Відповідно кількість ланок 2, 3 буде залежати від кількості сторін базової ланки 1. Перетин 4 на згинах, показаний схематично, як пів-рухоме з'єднання, виконує роль шарніра, але «умовного» (не цілковитого), тобто «умовно-шарнірного». Він надає можливість обмеженого руху кінематичних пар механізму під час дії зовнішньої сили, прийняття потрібного стійкого положення в просторі й зберігання його за рахунок сил пружності після закінчення дії зовнішньої сили як самостійно, так і в складі просторової структури.

Конструктивно однакові УПШМ, маючи спільні периферійні ланки, можуть утворювати складну однопрофільну неперервну структуру, (рис.3). Важливою властивістю просторових структур з УПШМ є легкість надання їм потрібної просторової конфігурації в кількох площинах.

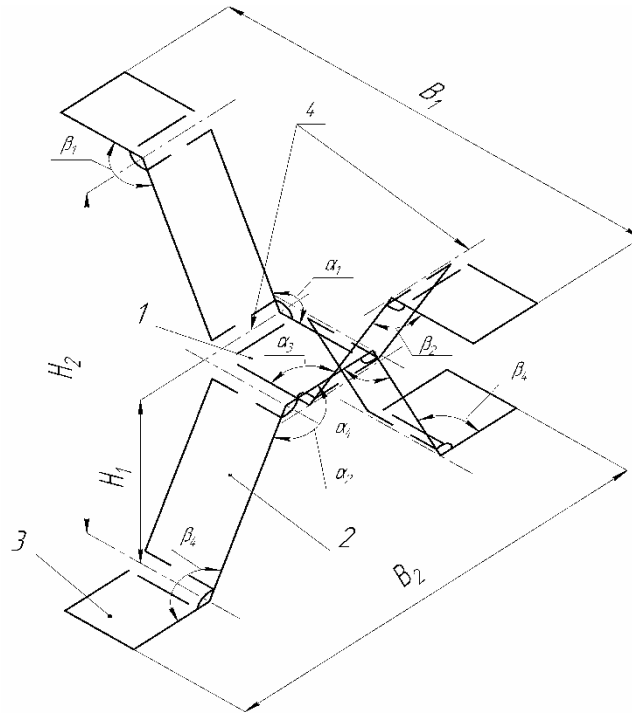


Рисунок 1. Принципова схема одного з УПШМ з чотиристоронньою базовою ланкою

Figure 1. Elementary diagram of CSHM with four-sided basic link

Тришарова панель (рис. 4) у вигляді осі симетричної вирізки з параболоїда обертання складається з робочої 1 і допоміжної 3, задалегідь сформованих оболонок подвійної кривини, а в якості середнього шару 2 виступають об'єднанні в просторову структуру УПШМ.

Опісля клейового з'єднання середнього шару з оболонками 1, 3 структура 2 стає замкненою, отримуємо жорстку тришарову конструкцію. Навантажимо її й визначимо відхилення від попередньо наданої форми.

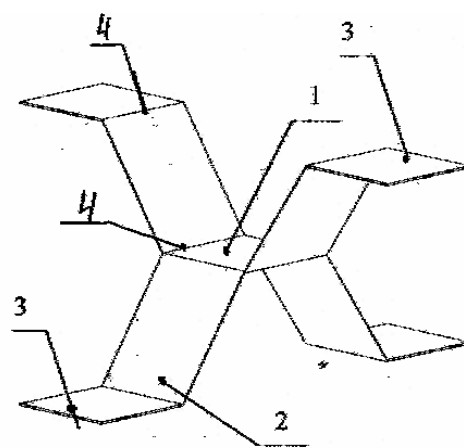
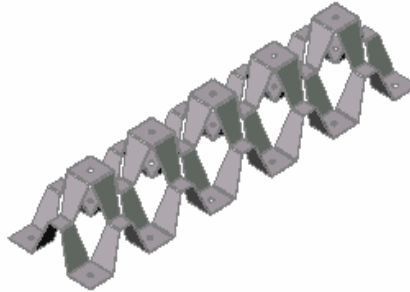


Рисунок 2. Схема зовнішнього вигляду УПШМ з чотиристоронньою базовою ланкою

Figure 2. Diagram of the exterior of a CSHM with four-sided basic link

Розглядаємо зразок, шари котрого виготовлені з алюмінію.

Для орієнтовного розрахунку жорсткості такої конструкції приймаємо наступні умови. Тіла, які входять до її складу, за своїми властивостями є абсолютно твердими і виконують функції пружних тіл. Рух частин панелі обмежений і залежить, в основному, від властивостей середнього шару, тобто пружних характеристик ланок та їх перетину. Тому для розрахунків використовуються методи опору матеріалів, теорій пружності й коливань. Клеєне з'єднання припускаємо за ідеальне, у подальшому його вплив не враховуємо.



Допоміжна оболонка 3 панелі закріплена нерухомо в околі її полюса, а робоча 1 перебуває під дією рівномірно розподіленого навантаження, яке змінюється в часі за попередньо заданим законом. Характеристики оболонок 1 і 3 відповідають гіпотезам теорії тонких ізотропних пластин і оболонок. Тому математичну модель будуємо із застосуванням неklasичної теорії оболонок С. Тимошенка. Структура УПШМ є регулярною з достатньо малим кроком. Це дозволяє, у випадку розподілених навантажень, умовно розглядати її як суцільний шар.

Модуль пружності матеріалу зовнішніх шарів $E_{an}=0,69 \times 10^5$ МПа, розрахунковий модуль пружності заповнювача $E_{zan}=1,84$ МПа. Як бачимо, $E_{an} \gg E_{zan}$, що дозволяє значно спростити математичне формулювання задачі. Будемо вважати, що середній шар є абсолютно жорстким у напрямку, перпендикулярному серединній поверхні ($E_{33}^{zan} = \infty$) і податливий у тангенціальних напрямках ($E_{11}^{zan} = E_{22}^{zan} = 0, G_{22}^{zan} = 0$). E, G, ν, ρ – відповідно модулі Юнга і зсуву, коефіцієнт Пуассона і густина матеріалу зовнішніх шарів; G^{zan} – модуль зсуву умовного матеріалу заповнювача.

Приймаємо сферичну систему координат. Індокси 1, 2, 3 відповідають напрямкам θ, φ, z . Модулі другого роду $G_{13}^{zan}, G_{23}^{zan}$ відмінні від нуля, тому в заповнювачі виникають лише рівномірно розподілені поперечні напруження зсуву. Побудуємо математичну модель з наступними параметрами Ламе [5]:

$$A_1=R_\theta(\theta); A_2=R_\varphi(\theta) \cdot \sin(\theta),$$

де $R_\theta(\theta)$ і $R_\varphi(\theta)$ – головні радіуси кривизни поверхні; θ – кут між нормаллю до оболонки і віссю обертання.

Радіуси кривизни задовольняють рівняння Кодації – Гауса [5]

$$\frac{dR_\varphi \cdot \sin(\theta)}{d\theta} = R_\theta \cdot \cos(\theta) \quad (1)$$

Рисунок 3. Структура УПШМ з чотиристоронньою базовою ланкою

Figure 3. Structure of CSHM with four-sided basic link

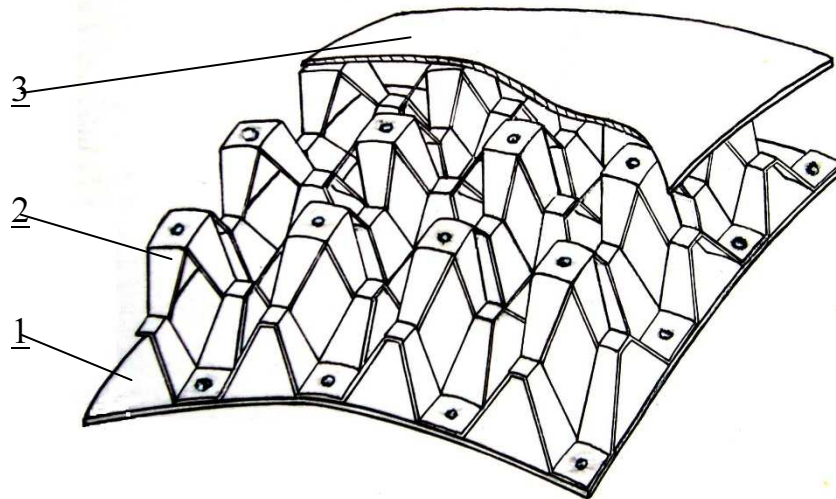


Рисунок 4. Тришарова криволінійна панель з середнім шаром структури УПШМ

Figure 4. Three-hinged curved plate with the middle layer of CSHM structure

Конструкція має вигляд вирізки з параболоїда обертання, тому

$$R_{\theta} = \frac{R_0}{\cos^3(\theta)}; \quad R_{\varphi} = \frac{R_0}{\cos(\theta)}, \quad (2)$$

де R_0 – радіус допоміжної поверхні в точці початку координат.

Позначимо товщини зовнішніх ізотропних шарів панелі через h , заповнювача $H_{зан}$. Тоді деформаційні співвідношення будуть мати вигляд

$$\begin{aligned} \varepsilon_{13}^{зан} &= \frac{1}{R_{\theta}} \cdot \frac{\partial u_3}{\partial \theta} + \frac{2 \cdot u_1}{H_{зан}} - \frac{u_1}{R_{\theta}} = \frac{\cos^3(\theta)}{R_0} \cdot \frac{\partial u_3}{\partial \theta} + \frac{2 \cdot u_1}{H_{зан}} - \frac{\cos^3(\theta)}{R_0} \cdot u_1; \\ \varepsilon_{11}^z &= \varepsilon_{11} + z \cdot \chi_{11}; \quad \varepsilon_{22}^z = \varepsilon_{22} + z \cdot \chi_{22}. \\ \varepsilon_{11} &= \frac{1}{R_{\theta}} \cdot \left(\frac{\partial u_1}{\partial \theta} + u_3 \right) = \frac{\cos^3(\theta)}{R_0} \cdot \left(\frac{\partial u_1}{\partial \theta} + u_3 \right); \\ \varepsilon_{22} &= \frac{1}{R_{\varphi} \cdot \sin(\theta)} \cdot (u_1 \cdot \cos(\theta) + u_3 \cdot \sin(\theta)) = \cos(\theta) \cdot \left(\frac{u_1}{R_0} \cdot \text{ctg}(\theta) + \frac{u_3}{R_0} \right); \\ \varepsilon_{13} &= \frac{1}{R_{\theta}} \cdot \frac{\partial u_3}{\partial \theta} + \phi_1 - \frac{u_1}{R_{\theta}} = \frac{\cos^3(\theta)}{R_0} \cdot \frac{\partial u_3}{\partial \theta} + \phi_1 - \frac{\cos^3(\theta)}{R_0} \cdot u_1; \\ \chi_{11} &= \frac{1}{R_{\theta}} \cdot \frac{\partial \phi_1}{\partial \theta} = \frac{\cos^3(\theta)}{R_0} \cdot \frac{\partial \phi_1}{\partial \theta}; \quad \chi_{22} = \frac{\phi_1}{R_{\varphi}} \cdot \text{ctg}(\theta) = \frac{\phi_1 \cdot \cos(\theta)}{R_0} \cdot \text{ctg}(\theta); \end{aligned} \quad (3)$$

де ε – нормальні переміщення у відповідних напрямках; u_1, ϕ_1, u_3 – компоненти вектора переміщень серединних поверхонь шарів; χ_{11}, χ_{22} – дотичні переміщення у відповідних напрямках.

Закон Гука для шарів панелі [6] запишемо в вигляді

де K – коефіцієнт зсуву в теорії пластин і оболонок.

(4)

$$\begin{aligned}\sigma_{11}^z &= \frac{E}{1-\nu^2} \cdot (\varepsilon_{11}^z + \nu \cdot \varepsilon_{22}^z); \\ \sigma_{22}^z &= \frac{E}{1-\nu^2} \cdot (\varepsilon_{22}^z + \nu \cdot \varepsilon_{11}^z); \\ \sigma_{13}^z &= G \cdot k^2 \cdot \varepsilon_{13}; \\ \sigma_{13}^{zan} &= G^{zan} \cdot k^2 \cdot \varepsilon_{13}^{zan},\end{aligned}$$

Використаємо варіаційний принцип стаціонарності Гамільтона-Остроградського і запишемо загальні рівняння руху тришарової панелі

$$\begin{aligned}M_{11} &= \frac{E \cdot h^3}{6 \cdot (1-\nu^2)} \cdot \left(\frac{\cos^3(\theta)}{R_0} \cdot \frac{\partial \phi_1}{\partial \theta} + \nu \cdot \frac{\cos(\theta) \cdot \phi_1}{R_0} \cdot \text{ctg}(\theta) \right); \\ M_{22} &= \frac{E \cdot h^3}{6 \cdot (1-\nu^2)} \cdot \left(\frac{\cos(\theta) \cdot \phi_1}{R_0} \cdot \text{ctg}(\theta) + \nu \cdot \frac{\cos^3(\theta)}{R_0} \cdot \frac{\partial \phi_1}{\partial \theta} \right); \\ T_{13}^{zan} &= G^{zan} \cdot H_{zan} \cdot \left(\frac{\cos^3(\theta)}{R_0} \cdot \frac{\partial u_3}{\partial \theta} + \frac{2 \cdot u_1}{H_{zan}} - \frac{\cos^3(\theta)}{R_0} \cdot u_1 \right).\end{aligned}\tag{5}$$

З урахуванням деформаційних співвідношень (3) у серединних поверхнях отримуємо наступні рівняння:

$$T_{13} = 2 \cdot G \cdot h \cdot k^2 \cdot \left(\frac{\cos^3(\theta)}{R_0} \cdot \frac{\partial u_3}{\partial \theta} + \phi_1 - \frac{\cos^3(\theta)}{R_0} \cdot u_1 \right).$$

Рівняння доповнимо відповідними граничними умовами [5]. Тоді у випадку жорсткого закріплення в районі полюса і вільного торця оболонки отримаємо

- $u_1 = u_3 = \phi_1 = 0$ – в полюсі;
- $T_{11} = 0$, $M_{11} = 0$, $T_{13} + T_{13}^{zan} = 0$ – на вільному торці.

Числовий алгоритм розв'язання даної системи рівнянь заснований на кроковій апроксимації варіаційного функціонала

$$\delta \cdot \int_{t_1}^{t_2} (K - \Pi + A) dt = 0.\tag{6}$$

Кроки при розрахунках беруться з умови [6]

$$\begin{aligned}\Delta \tau \leq \frac{2}{w_{\max}}; \quad w_{\max} &= \left[1 + \frac{G \cdot k^2}{E} \cdot \left(\frac{\Delta x}{h} \right)^2 \right]^{1/2}; \\ \Delta x &= R_0 \cdot \Delta \theta; \quad k^2 = \frac{E}{\rho \cdot (1-\nu^2)}.\end{aligned}\tag{8}$$

Отримані рівняння дозволяють розраховувати прогин вказаної тришарової панелі, серединні поверхні шарів якої мають вигляд осесиметричних вирізок з параболоїда обертання під дією навантаження довільної форми.

- Було проведено розрахунок з параметрами
- $R_0 = 1,4 \text{ м}; h = 10\text{-}3 \text{ м}; H_{зан} = 26 \times 10\text{-}3 \text{ м};$
 - $E = 7 \times 10^{10} \text{ Па}; \nu = 0,3; \rho = 2,7 \times 10^3 \text{ кг/м}^3.$

Механічні властивості заповнювача

- $G_{зан} = 0,048 \text{ МПа}; \rho_{зан} = 2,7 \times 10^2 \text{ кг/м}^3.$

Навантаження задавалося, виходячи з формули

- $P_{зов.} = A \times \eta(t), \text{ де: } A = 4 \times 10^3 \text{ Па}; \eta(t) \text{ – функція Хевісайда.}$

Мета розрахунку полягала у визначенні максимального відхилення δ_{max} конструкції від теоретичної форми. При цьому головна вимога полягала в тому, щоб $[\delta_{max}] \leq 5 \times 10^{-4} \text{ м}$ на всьому проміжку часу дії навантаження. Згідно з розрахунком $\delta_{max} \approx 1,37 \times 10^{-4} \text{ м}$, що менше допустимого значення.

Як бачимо, просторова структура, утворена з однопрофільних УПШМ, здатна розташовуватись на криволінійних поверхнях і, після фіксації, утримувати надану форму під дією певних навантажень.

Розглянемо другий підклас умовного механізму – гнучка стійка [7]. На рис.5 зображена конструктивна схема перетину прямої частини стійки. На рис.6 конструктивна схема перетину вигнутої частини стійки.

Стійка (рис.5) містить в собі сталеву пружину розтягу 1 з кроком t , відповідно з середнім і зовнішнім діаметрами D і D_1 , виготовлену з круглого дроту діаметром d , і, навитий між витками пружини, металевий бандаж 2 трикутного перерізу з розмірами B , H , кутом γ . Зовнішній діаметр стійки D_2 .

За рахунок розклинення бандажем витків пружини до кроку t_1 формується механізм у складі однієї неперервної кінематичної пари, утвореної з двох замкнених між собою рухомих ланок. Маємо геометричне замкнення, за рахунок форми пружини та геометрії бандажу, і силове замкнення – завдяки сили пружності витків пружини $P_{пр}$ та опору бандажу. Створюється постійний фрикційний контакт між поверхнями ланок і виникає клиновий самогальмівний незамкнений просторовий механізм.

$$\frac{\cos^3(\theta)}{R_0 \cdot \sin(\theta)} \cdot \frac{\partial}{\partial(\theta)} (T_{11} \cdot \sin(\theta)) - \frac{\cos^2(\theta)}{R_0 \cdot \sin(\theta)} \cdot T_{22} + \frac{\cos^3(\theta)}{R_0} \cdot T_{13} +$$

$$\frac{\cos^3(\theta)}{R_0} \cdot T_{13} - \frac{2 \cdot T_{13}^{зан}}{H_{зан}} = \left(2 \cdot \rho \cdot h + \rho_{зан} \cdot \frac{H_{зан}}{3} \right) \cdot \frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2};$$

$$\frac{\cos^3(\theta)}{R_0 \cdot \sin(\theta)} \cdot \frac{\partial}{\partial(\theta)} [\sin(\theta) \cdot (T_{13} + T_{13}^{зан})] - \frac{\cos^2(\theta)}{R_0} \cdot (\cos^2(\theta) \cdot T_{11} + T_{22}) \pm$$

$$\pm P_3(\theta, t) = (2 \cdot \rho \cdot h + \rho_{зан} \cdot H_{зан}) \cdot \frac{\partial^2 u_3}{\partial t^2};$$

$$T_{11} = \frac{2 \cdot E \cdot h}{1 - \nu^2} \cdot \left[\frac{\cos^3(\theta)}{R_0} \cdot \frac{\partial u_1}{\partial(\theta)} + \frac{\cos^3(\theta)}{R_0} \cdot u_3 + \nu \cdot \left(\frac{\cos^2(\theta)}{R_0 \cdot \sin(\theta)} \cdot u_1 + \frac{\cos^3(\theta)}{R_0} \cdot u_3 \right) \right];$$

$$T_{22} = \frac{2 \cdot E \cdot h}{1 - \nu^2} \cdot \left[\frac{\cos^2(\theta)}{R_0 \cdot \sin(\theta)} \cdot u_1 + \frac{\cos^3(\theta)}{R_0} \cdot u_3 + \nu \cdot \left(\frac{\cos^3(\theta)}{R_0} \cdot \frac{\partial u_1}{\partial(\theta)} + \frac{\cos^3(\theta)}{R_0} \cdot u_3 \right) \right];$$

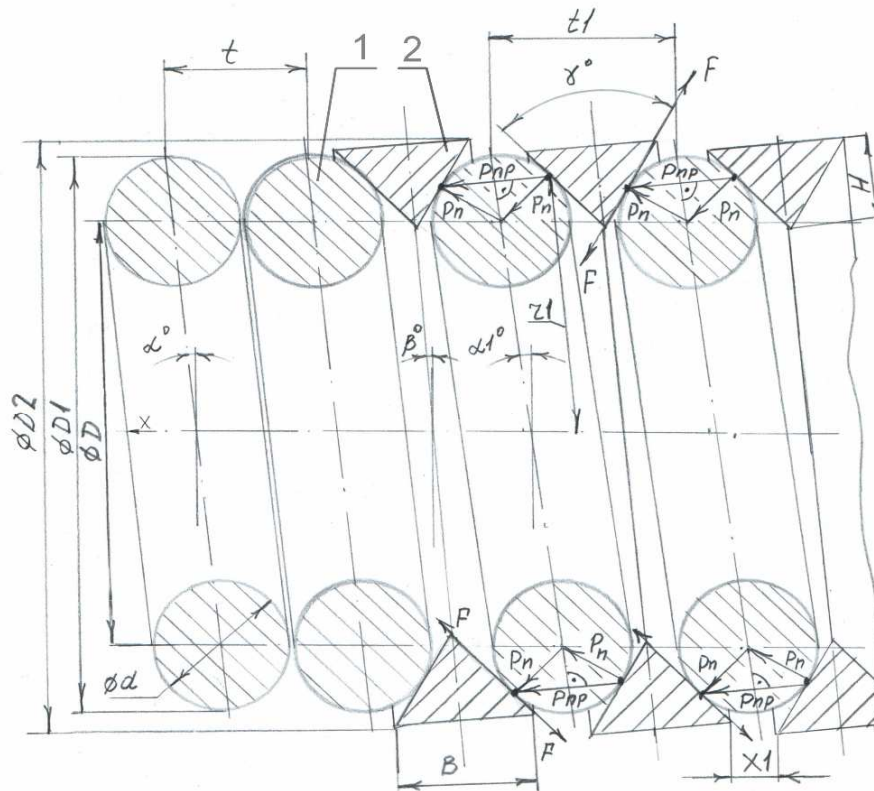


Рисунок 5. Конструктивна схема прямої частини гнучкої стійки

Figure 5. Design map of a flexible column's direct section

Ми називаємо його механізмом, бо в ньому, при заданому русі, ділянки однієї ланки здійснюють однозначно визначені рухи відносно ділянок другої ланки. Але цей механізм є умовним, бо в ньому відносно переміщення частини ланок відбувається тільки під час дії зовнішньої сили. При цьому механізм займає інше статичне положення в просторі, яке, після зникнення зовнішньої сили, утримується дією існуючих у парі сил.

Визначимо взаємозалежний рух ланок механізму.

Представимо гнучку стійку, як уявну консольну балку кільцевого січення, довжиною L . Вона складається з двох пружно з'єднаних уздовж осі X , елементів, а власне кілець витків пружини і клинового бандажу, нахилених до осі під кутами α_1 і β відповідно. Початковий кут нахилу α кілець пружини, паралельних між собою, дорівнює куту підйому гвинтової лінії пружини. Отриманий кут нахилу α_1 – це кут підйому гвинтової лінії розклиненої стійки. Кут нахилу β кілець бандажу, також паралельних між собою, зумовлений особливостями розташування його трикутного перерізу між витками пружини. Контакт поверхонь ланок відбувається в загальному по гвинтовій лінії. Але на даному етапі кінематику механізму представимо в плоскому перерізі, а дію сил – у точці. Фрикційна сила F , утворена силою стиску P_{np} пружини, утримує надане розташування механізму в просторі. Сила P_{np} діє в точках контакту витка пружини з клином на відстані r_1 від осі X . Вільний кінець уявної балки навантажимо змінною зовнішньою силою P_1 . Так як балка складається з двох пружно з'єднаних елементів, то відбувається прямий згин тільки певної ділянки механізму від'ємним змінним згинаючим моментом.

$$M_x = P_1 \cdot f(L_x). \quad (9)$$

Під час згину відбувається складний взаємний поворот перерізів бандажу і витків пружини відносно осей. Паралельність витків у місцях згину порушується і відбувається наступне.

Середня лінія і площина січення по осі X є нейтральною і знаходиться в умовах чистого згину. Тому її довжина L і крок t_1 по середній лінії залишаються незмінними. Набуті при виготовленні жорсткість z_1 і робоча деформація f_2 витка [5, с.104–106, табл.10] та величина фрикційних сил F також не змінюються. Місце згину і радіус є величиною змінною $R_{var} = f(L_i)$, де L_i – координата місця згину стійки.

Верхня зовнішня частина пружини повертається по R_2 і розтягується. Прогин витків f_2 і жорсткість z_1 збільшуються, клинові поверхні бандажу, повертаючись, глибше входять між витків. Крок стійки і зазор між краями бандажа набувають величини t_2 та x_1 . Відстань точки контакту ланок від осі X стає r_2 . Сила стискання P_{np} і відповідно фрикційна сила F збільшуються.

Нижня внутрішня частина повертається по R_1 і стискується. Прогин витків і жорсткість зменшуються, клинові поверхні бандажу, повертаючись, виходять назовні, крок і зазор набувають величини t_3 та x_2 . Відстань точки контакту ланок від осі X набуває величину r_3 . Сила P_{np} і фрикційна сила F зменшуються.

Загальна сума фрикційних сил F залишається постійною. Величина її залежить від жорсткості z_1 і робочої деформації f_2 одного витка пружини, коефіцієнта тертя f' поверхні ланок та кута γ клина.

$$\sum F = const = f(z_1, f_2, f', \gamma). \quad (10)$$

Жорсткість витка z_1 залежить від механічних властивостей матеріалу, класу пружини, діаметра дроту та пружини і визначається з таблиць [8].

Робоча деформація витка $f_2 = t - t_1$, де t, t_1 – крок пружини та стійки, не повинна перевищувати табличного значення допустимого максимального прогину f_3

$$f_2 = t - t_1 \leq f_3. \quad (11)$$

При недотриманні цієї умови виток пружини виходить із області пружності до стану пластичної деформації й ламається при подальших циклічних згинах стійки.

Зусилля в пружині P_{np} на дільниці згину стійки, при заданій бандажем робочій деформації f_2 , беремо з таблиць [8] або визначаємо згідно з [9].

$$P_{np} = G d^4 f_2 / 8 D^3 n, \quad (12)$$

де G – модуль зсуву; D – середній діаметр пружини, мм., n – кількість витків пружини, задіяних у згині.

При значній зміні кута підйому гвинтової лінії пружини α , під час розклинення та згину стійки, допускається врахування нелінійності залежності навантаження від переміщень [10, табл.4]

$$P_{np-уточн.} = P_{np} / (1 + 0,01\Delta).$$

Коефіцієнт тертя f' залежить від матеріалу і стану поверхні ланок. Визначається з таблиць із урахуванням коефіцієнтів шорсткості поверхні.

Кут γ клину вибирається конструктивно з умови забезпечення розмірів B і H трикутного січення та відповідно кроку t_1 і діаметру D_2 стійки.

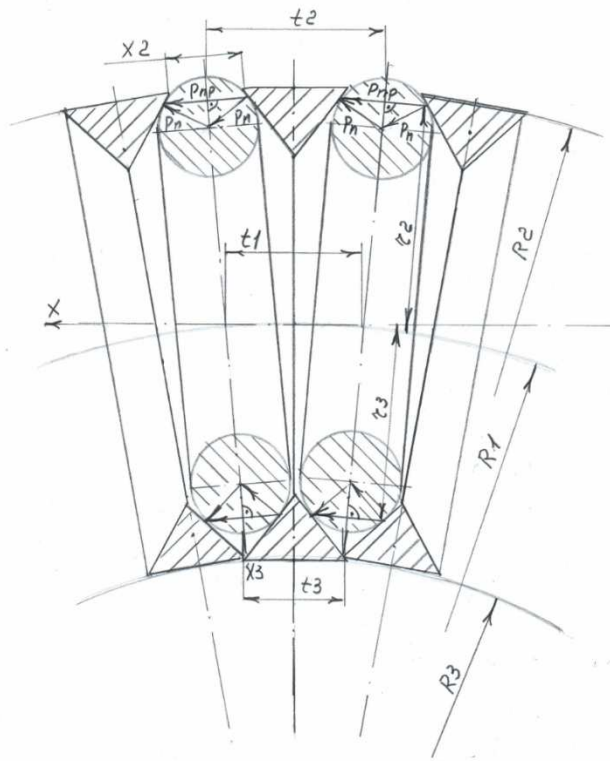


Рисунок 6. Конструктивна схема вигнутої частини гнучкої стійки

Figure 6. Design map of a flexible column's curved section

Сумі робочих згінних моментів ($M_x + M_y$) зовнішніх сил протидіє момент M_f від дії фрикційних сил клинової пари з плечем r_1 .

При умові

$$M_x + M_y \leq M_f, \text{ або } P_1 L^i_x + P L^i_y \leq \sum F r_1 \quad (13)$$

механізм зберігає статичне положення, початково надане йому в просторі. При збільшенні зовнішньої сили P_1 відбувається перехід $M_x > M_f$, механізм займає в просторі нове положення. Після припинення дії сили P_1 нерівність (5) відновлюється, механізм утримує нове статичне положення.

Висновки. На двох конкретних прикладах показано існування й деякі принципи утворення умовних механізмів, зроблено спробу дослідити геометричні та силові характеристики їх роботи. Сформульовано загальне визначення «Умовний механізм»:

«Умовним механізмом називається механізм, призначений займати й утримувати в просторі певне статичне положення, котрий складається з однакових кінематичних пар, з'єднаних у просторовий неперервний кінематичний ланцюг, в якому при заданому переміщенні зовнішньою силою однієї або кількох ланок друга частина або всі решта ланок переміщуються і, при закінченні дії зовнішньої сили, механізм займає в просторі інше статичне положення». Наведені приклади мають всі ознаки умовного механізму.

Результати можуть бути використані при конструюванні різних типів УПШМ, гнучких стійок або інших систем, які працюють за принципом умовного механізму.

Також на підставі аналізу наведеного дозволимо собі висловити думку існування інших підкласів умовного механізму, а також гіпотезу про те, що в неживій і живій природі багато чого може будуватися за принципом умовних механізмів, з'єднаних просторово в певні структури.

Conclusions. The existence and some of the principles of conventional mechanisms formation are illustrated by two specific examples; also the attempt was made to explore the geometric and power characteristics of their function. The notion «Conventional Mechanism» was stated: «Conventional mechanism is an arrangement designed to retain and keep some static positions in space and it consists of identical kinematic pairs connected into spatial, continuous kinematic chain in which specified movement under applied of force one or more links cause movement of the other links or the rest of the whole mechanism, and takes a new position after the effect of such forces is removed».

These examples are featured as conventional mechanism. The results may be used for design of various CSHMs, flexible racks or other systems that operate according to the principle of conventional mechanism.

Besides, basing on the analysis in question we can predict the existence of other conventional mechanism subclasses. We also put forward the hypothesis about construction of some animate and inanimate nature on the principles of conventional mechanisms connected into a specific spatial structure.

Список використаної літератури

1. Артоболевский, И.И. Теория механизмов и машин: учебное пособие для втузов. – 4-е изд., переработанное и дополненное [Текст] / Артоболевский И.И – М.: Наука, 1988. – 640 с.
2. Теорія механізмів і машин: підруч. [Текст] / Я.Т. Кіницький. – К.: Наукова думка, 2002. – 660 с.
3. Завірохін, І.Г. Умовний просторовий шарнірний механізм [Текст] / І.Г. Завірохін, М.І. Завірохін // Вісник Технологічного університету Поділля. – 2002. – №6. – Ч.1. – С.18–21.
4. Патент України UA №68430 Умовний просторовий шарнірний механізм. G09B23/00, Бюл. №8, 2004 р.
5. Биргер, И.А. Прочность.Устойчивость.Колебания: справочник в трех томах [Текст] / И.А. Биргер, Я.Г. Пановко. – М.: Машиностроение, 1968.
6. Пикуль, В.В. Общая теория тонких упругих пластин и пологих оболочек [Текст] / В.В. Пикуль. – М.: Наука, 1977. – 150 с.
7. Айзенберг, Ю.Б. Основы конструирования световых приборов: учебное пособие для вузов [Текст] / Ю.Б. Айзенберг. – М.: Энергоатомиздат, 1996. – 704 с.
8. Ануриев, В.И. Справочник конструктора машиностроителя: в 3 т. [Текст] / В.И. Ануриев. – М.: Машиностроение, 1979. – Т.3. – 560 с.
9. Навроцкий, Г.А. Навивка пружин на автоматах [Текст] / Г.А. Навроцкий, Е.Г. Беляков. – М.: Машиностроение, 1978. – 143 с.
10. Остроумов, В.П. Производство винтовых цилиндрических пружин [Текст] / В.П. Остроумов. – М.: Машиностроение, 1970. – 136 с.

Отримано 12.01.2015