МАШИНОЗНАВСТВО

УДК 621.01.(075.8)

Стрілець О.Р., асистент, Кривицький А.О., ст. 3 курсу МЕФ, Стрілець В.М., к.т.н, доцент (Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне)

СТАТИЧНІ ТА ДИНАМІЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРУЖНОЇ ПЛАНЕТАРНОЇ МУФТИ

Описана конструкція нової пружної планетарної муфти з металевими пружними елементами у вигляді спіралей Архімеда. Приведені статичні та динамічні дослідження.

The structure of new resilient muff with metallic resilient elements as Archimedes' spiral is described. The static and some dynamic calculations are resulted.

Надійність і довговічність машин часто залежать від достатньо відповідальних механічних пристроїв – муфт. Основне призначення муфт – це з'єднання вихідних кінців валів і передавання крутного моменту від одного вала до іншого. Окрім вказаного, муфти виконують такі відповідальні функції: компенсацію шкідливого впливу зміщення геометричних осей кінців валів, що виникають унаслідок неточностей виготовлення, монтажу або конструктивних особливостей і умов експлуатації; амортизацію вібрацій, поштовхів та ударів, що виникають під час експлуатації механічних приводів; захист деталей приводу від перенавантажень; забезпечення швидкого з'єднання та роз'єднання валів без зупинки двигуна; полегшення пуску машини; обмеження швидкості руху; запобігання поломки деталей приводу. Різноманітні експлуатаційні функції сприяли розробці великої кількості конструкцій муфт, описаних у роботах [1-3] та інших.

У даній статті розглянута конструкції відомої пружної планетарної муфти [4], яка містить ведучу півмуфту, виконану у вигляді розміщеної на валу сонячної шестерні з зовнішніми зубами, з'єднаної за допомогою шести сателітів з веденою півмуфтою, сателіти вільно встановлені на осях, закріплених у веденій півмуфті, у сателітах виконані торцеві порожнини, в які встановлені пружини в вигляді спіралей Архімеда, які з'єднують сателіти з осями; проаналізована її робота.

Основним недоліком цієї пружної планетарної муфти є те, що на початковій стадії руху ведучий і ведений вали мають різні напрямки обертання, а далі при повному гальмуванні сателітів пружинами, обидва вали обертаються в сторону ведучого вала – в момент реверсу веденого вала виникають додат-

кові динамічні навантаження, які негативно впливають на деталі приводу та машини в цілому.

Прагнення позбавитися від вказаного недоліку відомої пружної планетарної муфти призвело до створення нової пружної планетарної муфти [5], яка показана на рис. 1.

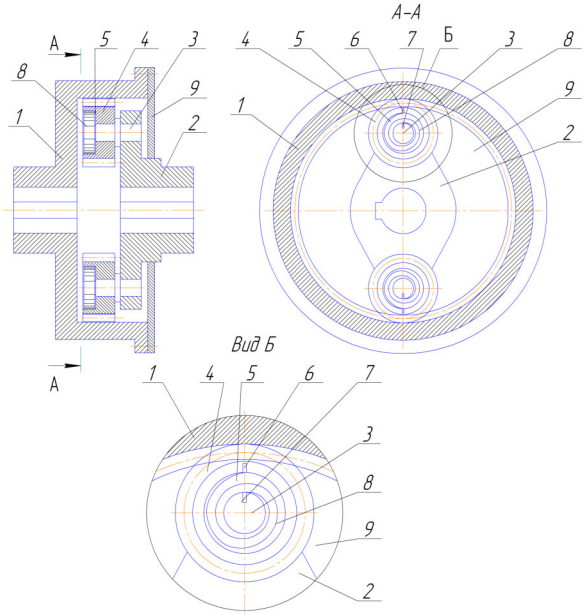

Рис. 1. Конструкція пружної планетарної муфти

Запропонована пружна планетарна муфта складається з ведучої півмуфти 1, що у вигляді зубчастого колеса з внутрішніми зубами, і веденої півмуфти 2, у вигляді водила, на якому закріплені осі 3 з встановленими на них рухомо сателітами 4 з порожнинами 5. На торцях сателітів 4 і в осях 3 виконані радіальні пази 6 і 7. У порожнинах 5 встановлені пружини 8, виконані у вигляді спіралей Архімеда, одним кінцем закріплені в пазах 6 осей 3, а другим у пазах 7 сателітів 4. Рухома частина планетарної муфти закрита кришкою 9.

Коли збирають муфту, на осі 3, яких може бути одна або більше, встановлюють сателіти 4, а в порожнини 5 встановлюють пружини 8 та одним кінцем закріпляють в пазах 6 осей 3, а другим у пазах 7 сателітів 4. Далі пальці закріпляють на водилі 2 одним із відомих способів, наприклад, різьбовим з'єднанням. Зібрану на водилі 2 ведену півмуфту встановлюють у ведучу півмуфту 1 так, що сателіти 4 з зубчастим колесом з внутрішніми зубами

утворюють внутрішнє зачеплення. Зібрана планетарна муфта закривається кришкою 9. При передачі крутного моменту від вала до вала через півмуфти 1 і 2, обертання буде передаватися на сателіти 4, які обертаючись навколо осей 3, стягують пружини 8 і далі сателіти 4 не обертаються. Крутний момент від ведучої півмуфти 1 передається веденій півмуфті 2 напряму. Внутрішнє зубчасте зачеплення, впродовж усього часу, дозволяє валам обертатися в одному напрямку, тобто виключає момент реверсу веденої півмуфти 2, а пружини 8 поглинають динамічні навантаження, які виникають, та зменшують їх вплив на деталі привода.

На рис. 2 показана модель нової пружної планетарної муфти, яка створена в системі “КОМПАС – 3D” в зібраному і на рис. 3 в розібраному виглядах.

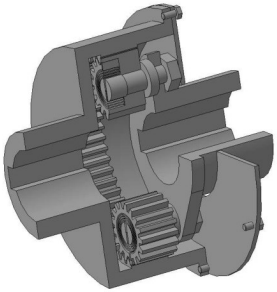

Рис. 2. Модель нової пружної планетарної муфти в зібраному вигляді

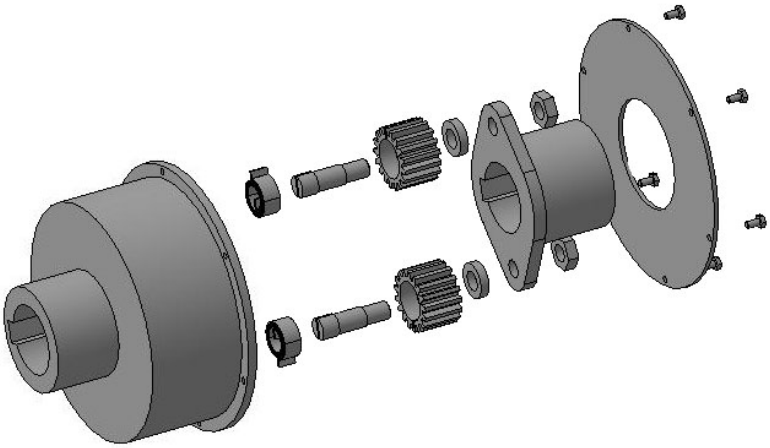

Рис. 3. Модель нової пружної планетарної муфти в розібраному вигляді

Для широкого використання запропонованої пружної планетарної муфти

виконані теоретичні статичні та динамічні дослідження.

Статичний розрахунок пружної муфти зводиться до розрахунку пружини у вигляді спіралі Архімеда, показаної на рис. 4.

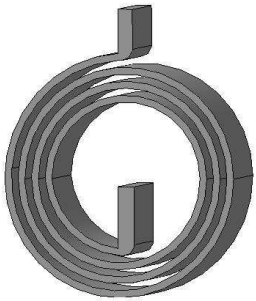

Рис. 4. Модель пружини у вигляді спіралі Архімеда

Найчастіше спіральні пружини використовують в якості заводних. Тоді внутрішній кінець пружини кріплять до валика, а зовнішній – до барабана. Статичні розрахунки таких пружин описані в роботах [6...10].

Для нашого випадку, спіральні пружини планетарної муфти будуть використовуватись для гасіння значних динамічних навантажень, які виникають при пускові машини або в інших періодах її роботи. Тому в неробочому стані спіральні пружини будуть розпущені, а при передачі крутного моменту муфтою будуть заведені. Кінці пружини кріплять жорстко – внутрішній до осі 3, а зовнішній – до сателіта 4, що показано на рис. 5.

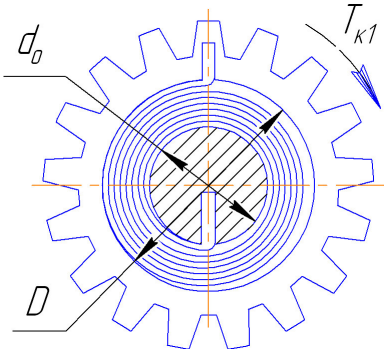

Рис. 5. Схема навантаження пружини і закріплення її в сателіті та осі

При жорсткому закріпленні кінців пружини в осі та сателіті, пружина

сприймає чистий згин. Напруження згину стрічки

$$\sigma_{çã} = \frac{6Ì}{b\delta^2} \le [\sigma_{çã}], \qquad (1)$$

де $Ì$ – згинаючий момент, який рівний крутному моменту на сателіті $Ò_{ñ}$, тобто $Ì = Ò_{ñ} = \frac{2Ò_{ê} \cdot z_{ñ}}{z_{ê} \cdot z}$, де T_k – максимальний крутний момент, який передається муфтою; z – число сателітів; $z_{ê}$ і $z_{ñ}$ – число зубів зубчастого колеса і сателіта; b – ширина пружини; δ – товщина пружини (див. рис. 6). Товщина пружини вибирається залежно від діаметра осі сателіта і рівна $\delta = (0{,}03...0{,}04)d_{î}$; $[\sigma_{çã}]$ – допустимі напруження при згині для матеріалу пружини. Спіральні пружини виготовляють із високоякісної вуглецевої стальної стрічки, яка має велику міцність і достатню пластичність. При виготовленні пружини стрічка навивається на валик (федеркерн) так, що витки послідовно укладаються та щільно прилягають один до другого. Кінці стрічки попередньо, на невеликій ділянці, відпалюються для того, щоб забезпечити можливість їх закріплення.

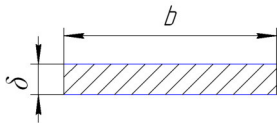

Рис. 6. Форма та розміри поперечного перетину пружини

При проектуванні пружини слід притримуватись також відношення, що $D / d_o = 3$, де D – діаметр порожнини сателіта; d_o – діаметр осі сателіта.

Із умови (1) можна визначити необхідну ширину стрічки:

$$b = \frac{6Ì}{\delta^2[\sigma]} \ . \qquad (2)$$

Кут повороту сателіта відносно нерухомої осі визначається за формулою:

$$\varphi_{ñ} = \frac{ML}{EJ}, \qquad (3)$$

де L – загальна довжина стрічки; E – модуль пружності першого роду для матеріалу пружини; J – момент інерції поперечного перетину стрічки пружини (див. рис. 6).

Довжина пружини з відношенням $D / d_o = 3$ може бути визначена:

$$L = \frac{\pi d_o}{2}(1{,}74 z_{\hat{a}} + 0{,}67) \ , \qquad (4)$$

де $z_{\hat{a}}$ – число витків розправленої пружини в порожнині сателіта, приймається $z_{\hat{a}} = 0{,}01275 d_o / \delta$.

Динамічний розрахунок муфти зводиться до визначення її основної характеристики – жорсткості :

$$\tilde{N}_{\varphi} = \frac{\grave{O}_{\hat{e}}}{\varphi_{\varsigma}}, \qquad (5)$$

де $\varphi_з$ – кут закручування муфти крутним моментом $T_к$ (кут відносного повороту півмуфт), рівний: $\varphi_{\varsigma} = \varphi \cdot z_c / z_{\hat{e}}$.

Для муфт постійної жорсткості $C_{\varphi} = const$. Від величини жорсткості пружної муфти залежить здатність машини переносити різкі зміни навантаження і працювати без резонансних коливань.

Розглянемо яким чином запропонована муфта впливає на динамічні властивості машини на прикладі схеми поданій на рис. 7, де прийняті такі позначення: J_1 – приведений до вала 1 динамічний момент інерції мас приводу (двигуна, передач тощо); J_2 – приведений до вала 2 динамічний момент інерції мас робочої машини; ω_1 і $T_{к1}$ – кутова швидкість і крутний момент на валу 1; ω_2 і $T_{к2}$ – кутова швидкість і крутний момент на валу 2; C_{φ} – жорсткість муфти.

Додаткова умова – муфта має жорсткість $C_{\varphi} = const$, а жорсткість всіх інших деталей машини порівняно дуже велика порівняно з C_{φ}. Тому в розрахунках коливань враховується тільки C_{φ}. Прийняті умови дозволяють розглянути систему, показану на рис. 7, як систему з однією ступінню вільності [11].

Розмістимо центр полярних координат на осі вала 1 і приймаємо, що ці координати обертаються з постійною кутовою швидкістю ω_1. Тоді опишемо рух системи за допомогою тільки однієї змінної. Цією змінною буде кут закручування муфти φ_2, а рівняння руху маси J_2 запишеться у вигляді

$$J_2 \cdot \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} + C_{\varphi} \cdot \varphi_2 = T_{R2} \, . \qquad (6)$$

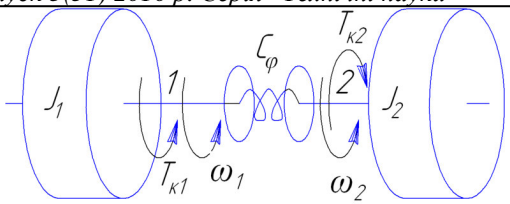

Рис. 7. Двох масова схема привода з пружною планетарною муфтою

На практиці найбільше розповсюджена періодична зміна навантаження. Тому з достатньою точністю навантаження можна виразити за допомогою гармонічної функції у вигляді

$$T_{к2} = T_0 + T_{a2} \cdot \sin \omega t \,. \tag{7}$$

Тут T_{a2} і ω – амплітуда і кругова частота змінної складової навантаження; T_0 – постійна складова навантаження, наприклад, електродвигуна. Графік такого навантаження показаний на рис. 8. Далі позначимо, що $\varphi_2 = \varphi_0 + \varphi$, тоді $\frac{d^2\varphi_2}{dt^2} = \frac{d^2\varphi}{dt^2}$, де φ_0 – кут закручування муфти, який відповідає постійній складовій навантаження.

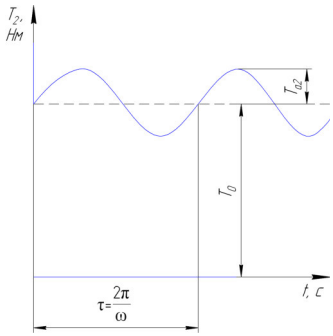

Рис. 8. Графік навантаження муфти

Значення (7) підставимо в (6), отримаємо:

$$J_2 \cdot \frac{d^2\varphi}{dt^2} + C_\varphi \cdot \varphi_з = T_{a2} \cdot \sin \omega t$$

або $$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + p^2 \cdot \varphi_з = q \cdot \sin \omega t \,, \tag{8}$$

де $$p = \sqrt{\frac{C_\varphi}{J_2}} \quad \text{і} \quad q = \frac{T_{a2}}{J_2} \,. \tag{9}$$

Рівняння (8) є рівнянням вимушених гармонійних коливань. Загальне рішення цього рівняння має вигляд:

$$\varphi_з = A \cdot \sin pt + B \cdot \cos pt + \frac{q}{p^2 - \omega^2} \cdot \sin \omega t, \qquad (10)$$

де A і B – постійні коефіцієнти; p – кругова частота вільних коливань.

В рівнянні (10) перші два члени виражають вільні, а третій – вимушені коливання системи. Якщо не враховувати перші два члени рівняння (10), що часто виконується на практиці, будемо мати:

$$\varphi_з = \frac{q}{p^2 - \omega^2} \cdot \sin \omega t. \qquad (11)$$

Рішення рівняння (11) з врахуванням (9) перетворимо до вигляду

$$\varphi_з C_\varphi = \frac{T_{a2}}{1 - (\frac{\omega}{p})^2} \cdot \sin \omega t. \qquad (12)$$

У рівнянні (12) $\varphi_з C_\varphi$ є динамічною складовою навантаження, яке виникає від зміни зовнішнього навантаження робочої машини.

Позначимо амплітуду динамічного навантаження через T_{a1}, отримаємо:

$$T_{a1} = \frac{T_{a2}}{1 - (\frac{\omega}{p})^2}. \qquad (13)$$

Залежність між T_{a1} і $\frac{\omega}{p}$ виражається відомою резонансною кривою показаною на рис. 9.

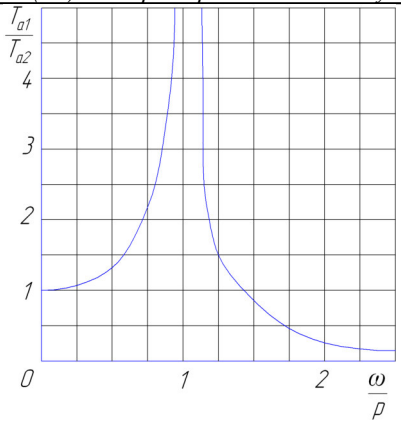

Рис. 9. Резонансна крива

На основі аналізу отриманої кривої можна зробити висновок, що запропонована пружна планетарна муфта забезпечить плавну роботу приводу при періодичному навантаженні, коли її жорсткість буде задовольняти умові

$$C_{\varphi} < \frac{J_2 \cdot \omega^2}{2}. \qquad (14)$$

1. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків. – Львів: Видавництво Національного університету "Львівська політехніка", 2006. – 196 с. **2.** Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. – М.: Машиностроение, 1979. – 351 с. **3**. Ряховский О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам. –Л.: Политехника, 1991. – 383 с. **4**. Упругая муфта / Жеребной М.А., Жеребной А.М.: Авторское свидетельство СССР № 1008597 А від 30.03.83. – Бюл. № 12. **5**. Планетарна муфта / Стрілець О.Р., Кривицький А.0., Стрілець В.М.: Патент України на корисну модель №51362 від 12.07.2010. – Бюл. № 13. **6**. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. – К.: Вищ. шк., 2003. – 560 с. **7.** Решетов Д.Н. Детали машин – М.: Машиностроение., 1974. – 655 с. **8**. Расчеты на прочность в машиностроении / С.Д. Пономарев, В.Л.Бидерман, К.К.Лихарев и др., т. 2. – М.: Машгиз, 1958. – 974 с. **9.** Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя. – Т. 2. – М.: Машиностроение., 1989. – 655 с. **10.** Деталі машин. Расчет и конструирование. Справочник / под ред. Н.С. Ачеркана – Т.2. – М.: Машиностроение, 1968. – 298 с. **11**. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1968. – 351 с.

Рецензент: д.т.н., професор Кравець С.В. (НУВГП)