

**УДК 621.01.(075.8)**

**Стрілець В. М., к.т.н, доцент, Федорук В. А., інженер, Стрілець О. Р., магістр, асистент, Герасимчук А. Л., ст. 3 курсу МЕФ (Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне)**

### **ПРУЖНІ МУФТИ З ПІДКОВОПОДІБНИМИ РАДІАЛЬНИМИ ПРУЖИНАМИ ТА ЇХНІ РОЗРАХУНКИ**

Описані конструкції пружних муфт з металевими пружними елементами у вигляді радіально розміщених підковоподібних одиночних з прямокутним перетином суцільних та з розрізами пружин і пакетів пружин з круглими перетинами. Приведені статичні та деякі динамічні розрахунки.

**Ключові слова:** муфта пружна, радіальні підковоподібні пружини, статика, динаміка.

Описаны конструкции упругих муфт с металлическими элементами в виде радиально расположенных подковообразных одиночных с прямоугольным сечением сплошных и с разрезами пружин и пакетов пружин с круговыми сечениями. Приведены статические и некоторые динамические расчеты.

**Ключевые слова:** муфта упругая, радиальные подковообразные пружины, статика, динамика.

The structure of new resilient clutch with radial placed metallic resilient elements as single U-springs with square cross section and a package of springs with square or round cross sections is described. The static and some dynamic calculations are resulted.

**Keywords:** resilient clutch, radial placed U-springs, statics, dynamics.

**Основне** призначення муфт – це з'єднання кінців валів і передавання обертального 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 експлу-

атації механічних приводів; захист деталей привода від перенавантажень; забезпечення швидкого з'єднання та роз'єднання валів без зупинки двигуна; полегшення пуску машини; обмеження швидкості руху; запобігання поломки деталей привода. Різноманітні експлуатаційні функції сприяли розробці великої кількості конструкцій муфт, описаних у роботі [1]. Муфти є достатньо відповідальними механічними пристроями, що часто визначають надійність і довговічність всієї машини.

**В даній** статті проаналізована робота муфт з металевими пружними елементами у вигляді підковоподібних пружин [2, 8], які з'єднують півмуфти в осьовому напрямку. Основним недоліком таких пружних муфт є їх значні габаритні розміри в осьовому напрямку.

**Прагнення** позбавитися від недоліків вказаних муфт призвело до створення нових пружних муфт [9, 11], які показані на рис. 1.

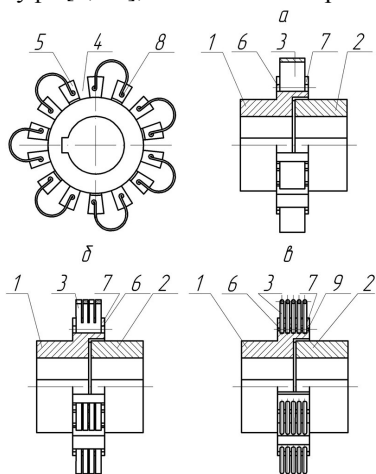


Рис. 1. Схеми пружних муфт: *a* – з широкими пружинами прямокутного перетину; *б* – з широкими пружинами прямокутного перетину з прорізами; *в* – з пакетом пружин круглого перетину

Основою таких муфт є півмуфти 1 і 2 та підковоподібні пружини 3. На зовнішніх поверхнях півмуфт 1 і 2 виконані прямобічні западини 4 і кулачки 5. У торцях кулачків 5 виконані отвори 6 і з'єднані з зовнішніми поверхнями поздовжніми прорізами 7 (рис. 1, *a* і *б*) і радіальними круговими отворами (рис. 1, *в*). Ці отвори 6 і прорізи 7 служать для установки і закріплення у них підковоподібних пружини 3 у радіальному напрямку. Для цього у варіантах муфт, показаних на рис. 1, *a* і *б* кінці 8 підковоподібних пружини 3 виконані у вигляді розрізаних циліндрів (рис. 2, *a*), а у варіанті, показаному на рис. 1, *в*, виконані так, що додатково закріплені штифтами 9 (рис. 2, *б*).

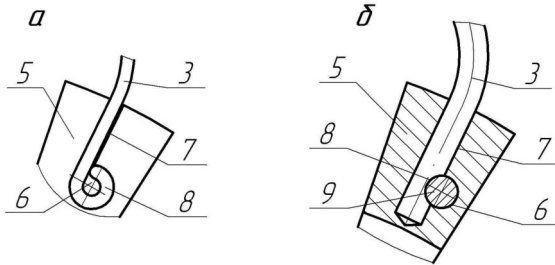


Рис. 2. Схеми закріплення кінців радіальних підковоподібних пружин

Описані пружні муфти збирають наступним чином. Півмуфти встановлюють так, що ділянки прямобічних кулачків 5, що виступають по довжині півмуфт 1 і 2 над їх внутрішніми торцевими поверхнями, розміщуються у западинах 4, а в поздовжні отвори 6 виконані у торцях кулачків 5 на всій їх довжині та з'єднані прорізами 7, встановлені радіально підковоподібні пружини 3 (рис. 2, а), а у варіанті (рис. 2, б), закріплені штифтами 9. Пружні муфти готові до роботи.

Пружні муфти працюють так. При передачі крутного моменту через півмуфти 1 і 2, підковоподібні пружини 3 деформуються і за рахунок пружної деформації обертальний момент від вала до вала передається м'яко. Запропоновані нові пружні муфти мають просту конструкцію, високу надійність і довговічність і значно менші осьові габарити.

На рис. 3...7 показані моделі нових пружних муфт, які створені в системі "КОМПАС – 3D" в зібраному (рис. 3, а і б; 6) і в розібраному (рис. 4, 5 і 7) виглядах.

Для широкого використання запропонованих пружних муфт виконані теоретичні статичні та динамічні розрахунки. При вирішенні поставленої задачі прийняті наступні допущення: при передачі обертального моменту кулачки не деформуються і переміщуються паралельно, оскільки розміри їхнього поперечного перетину значно більші розмірів радіальних підковоподібних пружин; навантаження  $F_t$  прикладене на поздовжній середині кулачків; статичні і динамічні процеси не залежать від довжини кулачків.

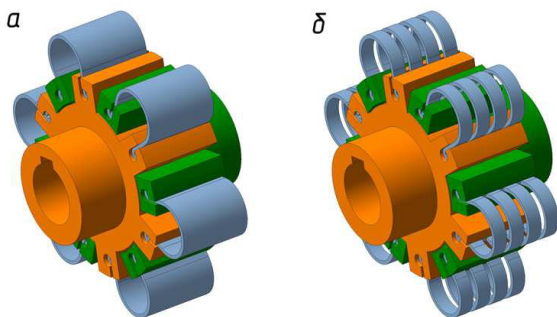


Рис. 3. Моделі пружних муфт: *a* – з суцільними пружинами; *б* – з розрізаними пружинами в зібраному вигляді

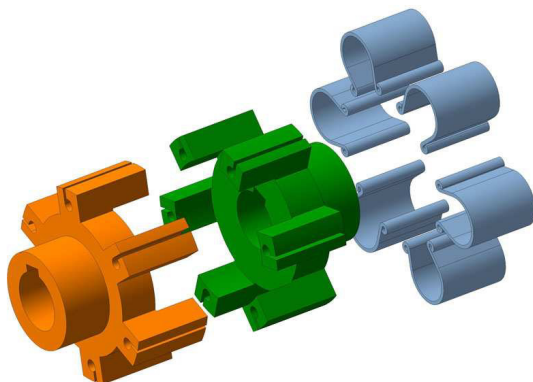


Рис. 4. Модель пружної муфти показаної на рис. 3, *a*, в розібраному вигляді

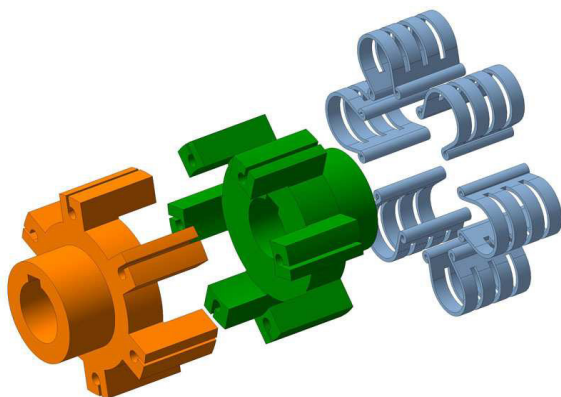


Рис. 5. Модель пружної муфти показаної на рис. 3, *б*, в розібраному вигляді

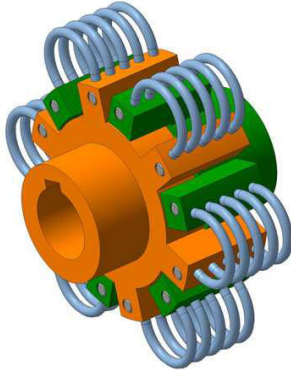


Рис. 6. Модель пружної муфти з пакетом пружин круглого перетину в зібраному вигляді

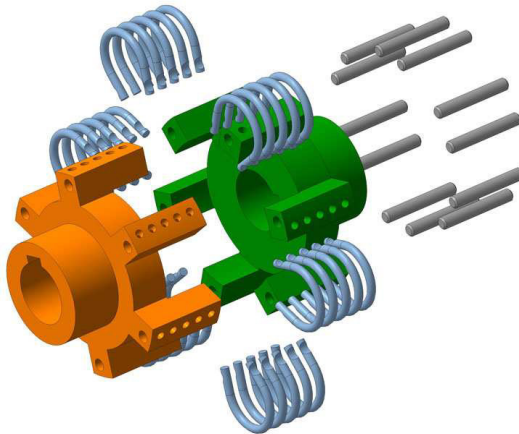


Рис. 7. Модель пружної муфти з пакетом пружин круглого перетину в розібраному вигляді

Навантаження  $F_t$ , яке діє на одну радіальну підковоподібну пружину при передачі обертового моменту  $M_k$  визначається за формулою

$$F_t = \frac{2 \cdot M_k}{z \cdot d_e}, \quad (1)$$

де  $z$  – число підковоподібних суцільних пружин або комплектів пружин з круглим поперечним перетином;  $d_e$  – прийнятий діаметр кола прикладання сил до підковоподібних пружин (зовнішній діаметр кулачків, рис. 8).

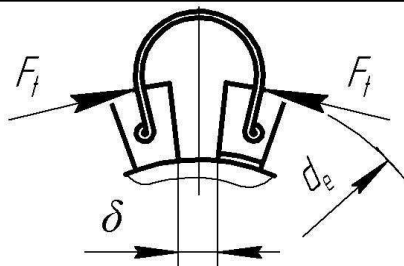


Рис. 8. Схема взаємодії кулачків і підковоподібних пружин при передаванні обертового моменту

Статичний розрахунок пружної муфти зводиться до розрахунку підковоподібних пружин. Розрахункова схема підковоподібної пружини показана на рис. 9, де навантаження  $F_t$  (рис. 8), а  $\delta_t$  і  $\delta_r$  переміщення, відповідно колове (поперечне) і радіальне (поздовжнє). Така задача статично визначена [12].

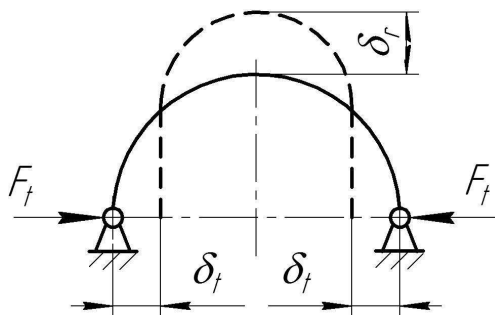


Рис. 9. Розрахункова схема радіальної підковоподібної пружини

Для визначення переміщень  $\delta_t$  і  $\delta_r$  використаємо інтеграли Мора:

$$\delta_t = \int_0^s \frac{M_F \cdot M_1 \cdot ds}{E \cdot J}; \quad \delta_r = \int_0^s \frac{M_F \cdot M_2 \cdot ds}{E \cdot J}, \quad (2)$$

де  $E$  – модуль пружності першого роду для матеріалу підковоподібної пружини;  $J$  – осьовий момент інерції перетину підковоподібної пружини прямокутного перетину, рівний  $J = \frac{bh^3}{12}$ , де  $h$  і  $b$  – відповідно товщина і ширина

пружини, а для круглого перетину пружин –  $J = \frac{z_n \pi d_n^4}{64}$ , де  $z_n$  і  $d_n$  – відпо-

відно число пружин у пакеті та їхній діаметр;  $M_1$ ,  $M_2$ , і  $M_F$  – згинаючі моменти взяті із епюр згинаючих моментів, відповідно від сил  $x_1 = 1$ ,  $x_2 = 1$  і  $F$ , показаних на рис. 10;  $S$  – шлях інтегрування,  $dS = \rho \cdot d\varphi$ ;  $\rho$  – радіус кривини пружини;  $\varphi$  – поточне значення кута.

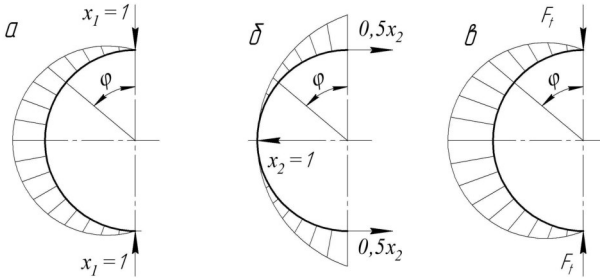


Рис. 10. Епюри згинаючих моментів:

$a$  – від сил  $x_1 = 1$ ;  $b$  – від сил  $x_2 = 1$ ;  $v$  – від сил  $F_t$

Аналітичні вирази згинаючих моментів від сил  $x_1$ ,  $x_2$  і  $F$  мають вигляд:

$$M_1 = \rho \cdot \sin \varphi; \quad M_2 = 0,5 \cdot \rho \cdot \cos \varphi; \quad M_F = F_t \cdot \rho \cdot \sin \varphi. \quad (3)$$

Підставимо значення (3) у вирази (2), після нескладних перетворень отримаємо переміщення

$$\delta_t = 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{F_t \cdot \rho^3 \cdot \sin^2 \varphi \cdot d\varphi}{E \cdot J} = \frac{\pi \cdot F_t \cdot \rho^3}{2 \cdot E \cdot J}; \quad (4)$$

$$\delta_r = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{F_t \cdot \rho^3 \cdot \sin \varphi \cdot \cos \varphi \cdot d\varphi}{E \cdot J} = \frac{F_t \cdot \rho^3}{2 \cdot E \cdot J}. \quad (5)$$

Для виконання практичних розрахунків у вирази (4) і (5) підставимо значення  $F_t$ ,  $\rho$  і  $J$ , отримаємо:

- для пружин з прямокутним перетином

$$\delta_t = \frac{12\pi M_K \rho^3}{z d_e b h^3 E}; \quad (6)$$

$$\delta_r = \frac{12 M_K \rho^3}{z d_e b h^3 E}; \quad (7)$$

- для пакета пружин з круглим перетином

$$\delta_t = \frac{64M_K \rho^3}{z z_n d_e d_n^4 E}; \quad (8)$$

$$\delta_r = \frac{64M_K \rho^3}{\pi z z_n d_e d_n^4 E}. \quad (9)$$

Динамічний розрахунок муфт зводиться до визначення їх основної характеристики – жорсткості

$$C_\varphi = \frac{M_k}{\varphi_3}, \quad (10)$$

де  $M_k$  – обертальний момент, який передається пружною муфтою;  $\varphi_3$  – кут закручування муфти обертальним моментом  $M_k$  (кут відносного повороту півмуфт).

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. 11, 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;  $\omega_1$  і  $M_{k1}$  – кутова швидкість і крутний момент на валу 1;  $\omega_2$  і  $M_{k2}$  – кутова швидкість і крутний момент на валу 2;  $C_\varphi$  – жорсткість муфти.

Додаткові умови:

– пружна муфта має постійну жорсткість ( $C_\varphi = const$ ), а жорсткість всіх інших деталей привода значно більша. Тому в розрахунках коливань враховується тільки  $C_\varphi$ ;

– пружна муфта має малу демпфуючу здатність, що дозволяє не враховувати втрати при складанні рівнянь руху;

– привод обладнаний асинхронним двигуном здатним змінювати обертальний момент  $M_{k1}$  у широких межах без суттєвої зміни кутової швидкості  $\omega_1$ , тобто  $\omega_1 = const$ .



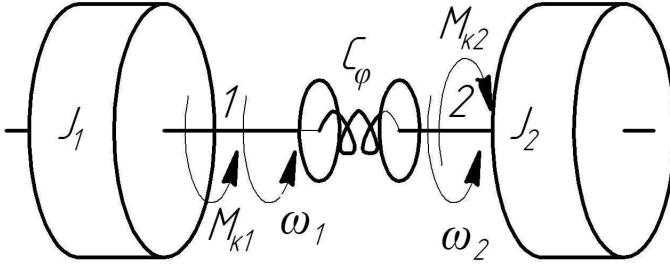


Рис. 11. Схема для вивчення впливу муфти на динамічні властивості машини

Перераховані умови дозволяють розглянути систему на рис. 11, як просту, з одним ступенем вільності [13]. Розмістимо центр полярних координат на осі вала та прийнемо, що ці осі координат обертаються з кутовою швидкістю  $\omega_\phi$  зможемо описати рух системи за допомогою однієї змінної. Такою змінною буде кут  $\varphi_i$  повороту однієї півмуфти відносно другої в площині їх обертання, а рівняння руху маси  $J_i$  запишеться у вигляді

$$J_m \frac{d^2 \varphi_m}{dt^2} + C_\varphi \varphi_m = M_m. \quad (11)$$

Розглянемо рішення рівняння (11) для чотирьох характерних випадків зміни навантаження  $M_m$  виконавчого механізму, графіки яких показані на рис. 12:

- навантаження змінюється періодично впродовж тривалого часу (рис. 12, а);
- величина ударного навантаження після різкого збільшення залишається незмінним впродовж тривалого часу (рис. 12, б);
- величина ударного навантаження після різкого збільшення зберігається впродовж малого часу (рис.12, в);
- виконавчий механізм миттєво зупиняється внаслідок значного перевантаження (рис.12, з).

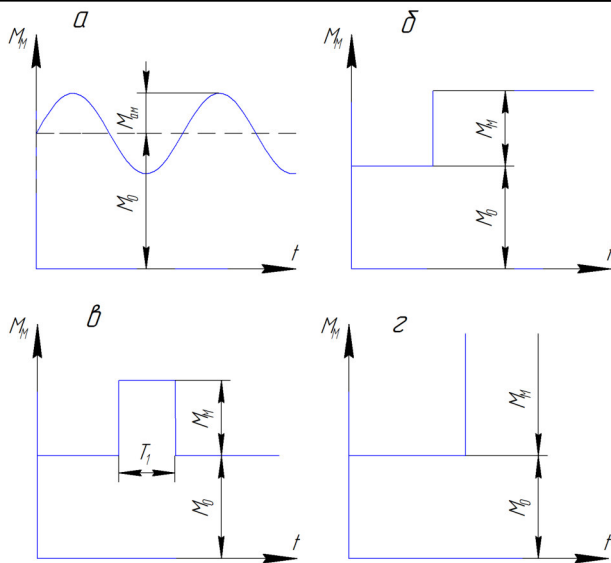


Рис. 12. Графіки навантаження виконавчого механізму

**Періодична** зміна навантаження (рис.12, а) є найбільш розповсюджена на практиці. Приймаємо, що з достатньою точністю це навантаження можна виразити за допомогою гармонічної функції у вигляді

$$M_{.m} = M_0 + M_{ам} \sin \omega t, \quad (12)$$

де  $M_0$  – постійна складова навантаження, номінальний обертовий момент на валу двигуна;  $M_{ам}$  і  $\omega$  – амплітуда та кругова частота навантаження.

Далі позначимо  $\varphi_m = \varphi_0 + \varphi$  і продиференціюємо двічі, маємо:

$$\frac{d^2 \varphi_m}{dt^2} = \frac{d^2 \varphi}{dt^2}, \quad (13)$$

де  $\varphi_0$  – кут повороту однієї півмуфти відносно другої в площині їхнього обертання постійною складовою навантаження.

Враховуючи рівняння (12), після нескладних перетворень із рівняння (11) отримаємо:

$$J_m \cdot \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + C_\varphi \cdot \varphi = M_{ам} \cdot \sin \omega t \quad (14)$$

або

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} + p^2 \cdot \varphi = q \cdot \sin \omega t, \quad (15)$$

де

$$p = \sqrt{\frac{C_\varphi}{J_m}} \quad \text{і} \quad q = \frac{M_{ам}}{J_m}. \quad (16)$$

Рівняння (14) або (15) є рівнянням вимушених гармонічних коливань. Загальне рішення цього рівняння має вигляд:

$$\varphi_3 = A \sin pt + B \cos pt + \frac{q}{p^2 - \omega^2} \sin \omega t, \quad (17)$$

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

У рівнянні (17) перші два члени виражають вільні, а третій – вимушені коливання системи. Якщо не враховувати перші два члени рівняння (17), що часто виконується на практиці, будемо мати

$$\varphi = \frac{q}{p^2 - \omega^2} \cdot \sin \omega t. \quad (18)$$

Рішення рівняння (18) з урахуванням (16) перетворимо до виду

$$\varphi C_\varphi = \frac{M_{ам}}{1 - \left(\frac{\omega}{p}\right)^2} \cdot \sin \omega t. \quad (19)$$

У цьому рівнянні  $\varphi C_\varphi$  є динамічною складовою навантаження, яке виникає від зміни зовнішнього навантаження виконавчого механізму.

Позначимо амплітуду динамічного навантаження через  $M_{ав}$  і отримаємо:

$$M_{ав} = \frac{M_{ам}}{1 - \left(\frac{\omega}{p}\right)^2}. \quad (20)$$

Залежність між  $M_{ав}$  і  $\frac{\omega}{p}$  виражається відомою резонансною кривою показаною на рис. 13.

На основі аналізу отриманої кривої можна зробити висновок, що:

– при значеннях  $\frac{\omega}{p} = 0$  і  $\frac{\omega}{p} = \sqrt{2}$  значення  $M_{ав} = M_{ам}$  за абсолютною величиною;

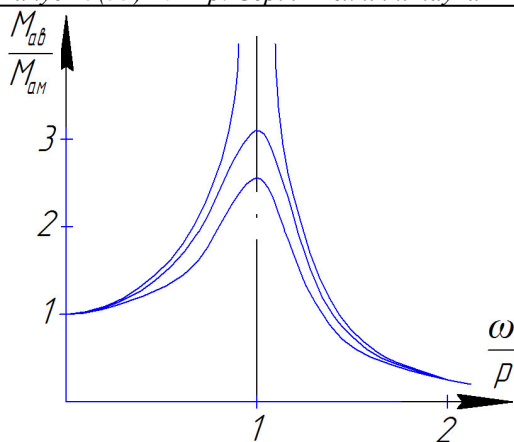


Рис. 13. Резонансна крива

– у проміжку  $0 < \frac{\omega}{p} < \sqrt{2}$  завжди буде  $M_{ad} > M_{am}$  і при  $\frac{\omega}{p} = 1$  настає резонанс, що супроводжується поломкою деталей привода, при цьому  $M_{ad} \rightarrow \infty$ ;

– при значеннях  $\frac{\omega}{p} > \sqrt{2}$  завжди значення  $M_{ad} < M_{am}$ .

Це значить, використовуючи формулу (16) і нерівність  $\frac{\omega}{p} > \sqrt{2}$ , що запропонована пружна муфта забезпечить плавну роботу привода при періодичному навантаженні, коли її жорсткість буде задовольняти умові

$$C_{\varphi} < \frac{J_m \cdot \omega^2}{2}. \quad (21)$$

Розглянемо другий випадок характерний для приводів, які вмикаються на повне навантаження після холостого ходу: металорізальні верстати, прокатні стани, вантажо-піднімальні машини тощо (рис. 12, б).

Рівняння руху маси  $J_m$  буде подібне (15), в якому праву частину слід замінити постійним приростом навантаження  $M_m$ .

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + p^2 \cdot \varphi = q, \quad (22)$$

де

$$q = \frac{M_m}{J_m}. \quad (23)$$

Загальним рішенням рівняння (22) є

$$\varphi = A \sin pt + B \cos pt + \frac{q}{p^2}. \quad (24)$$

Останній член правої частини рішення (24) рівний куту відносного повороту маточини відносно вала в площині їхнього обертання при статичній дії приросту навантаження  $M_m$ . У цьому легко переконатися, якщо взяти до уваги позначення у (16).

У рівнянні (24) перші два члени виражають вільні коливання, викликані ударним навантаженням, які швидко затухають внаслідок різних опорів, а залишається один третій член. На початковій ділянці коливань після ударного навантаження вільні коливання мають суттєві значення, а тому не можуть бути виключені із аналізу. Постійні коефіцієнти  $A$  і  $B$  у рішенні (24) визначаються за початковими умовами. Суть цих умов у тому, що перед ударним навантаженням додатковий кут відносного повороту однієї півмуфти відносно другої в площині їхнього обертання  $\varphi$  і швидкість її повороту  $\frac{d\varphi}{dt}$  були рівні нулю. Тоді, при  $t = 0$ :  $\varphi = 0$  і

$$\frac{d\varphi}{dt} = 0, \text{ а } B = -\frac{q}{p^2}.$$

Продиференціюємо рівняння (24) і виконаємо другу початкову умову, маємо, що  $A = 0$ . Підставимо значення коефіцієнтів  $A$  і  $B$  у рівняння (24), отримаємо:

$$\varphi = \frac{q}{p^2}(1 - \cos pt). \quad (25)$$

Якщо врахувати позначення (16) і перейти до моментів, отримаємо:

$$M_\sigma = \varphi C_\varphi = M_m(1 - \cos pt). \quad (26)$$

Із рішення (26) видно, що при ударному прикладанні навантаження  $M_i$  максимальне навантаження привода рівне  $2M_m$ , при  $t = \frac{\pi}{p}$ ,

$$M_{\sigma\max} = 2M_m.$$

При цьому максимальне значення навантаження привода не залежить від частоти вільних коливань системи  $p$  або від жорсткості пружної муфти.

Максимальне навантаження залишається постійним як при жорсткій, так і пружній муфті, а змінюється лише плавність передачі цього навантаження. Цей висновок ґрунтується на рішенні, яке не враховує втрат у пружних муфтах.

У випадку, що розглядається, рішення (26) буде справедливим тільки на відрізок часу від  $t = 0$  до  $t = t_1$ . Проаналізувавши це рішення можна зробити висновок:

- при  $t_1 \geq \frac{\pi}{p}$  залишається справедливою рівність  $M_{\text{вmax}} = 2M_{\text{м}}$  ;
- при  $\frac{\pi}{2p} < t_1 < \frac{\pi}{p}$  буде  $2M_{\text{м}} > M_{\text{вmax}} > M_{\text{м}}$  ;
- тільки при  $t_1 < \frac{\pi}{2p}$  можна очікувати  $M_{\text{вmax}} < M_{\text{м}}$  .

У третьому випадку (рис. 12, в), при короткочасних навантаженнях після  $t = T_1$  система буде вільна від додаткового навантаження  $M_{\text{м}}$ . Для дослідження подальшого руху системи (при  $t > T_1$ ) використаємо рішення (24), враховуючи, що  $q = \frac{M_{\text{м}}}{J_{\text{м}}} = 0$ .

Тоді отримаємо:

$$\varphi = A \sin pt + B \cos pt. \quad (27)$$

В рішенні (27) час відраховується від моменту закінчення дії навантаження. Постійні коефіцієнти  $A$  і  $B$  у рішенні (27) визначаються за початковими умовами. При  $t_1 = 0$  кут повороту однієї півмуфти відносно другої в площині їх обертання  $\varphi$  і швидкість її повороту  $\frac{d\varphi}{dt}$  визначаються із рівняння

(24), у якому слід прийняти  $t = T_1$ .

Тоді отримаємо:

$$\varphi_{t_1=0} = \frac{q}{p^2}(1 - \cos pT_1), \quad \text{а} \quad \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)_{t_1=0} = \frac{q}{p^2} \sin pT_1.$$

За першою умовою із рівняння (27) маємо:

$$B = \frac{q}{p^2}(1 - \cos pT_1), \quad \text{а за другою} - A = \frac{q}{p^2} \sin pT_1.$$

При підстановці значень постійних коефіцієнтів  $A$  і  $B$  у рішення (27) отримаємо:

$$\varphi = \frac{q}{p^2} [\sin pT_1 \sin pt_1 + (1 - \cos pT_1) \cos pt_1], \quad (28)$$

або

$$M_\epsilon = M_m [\sin pT_1 \sin pt_1 + (1 - \cos pT_1) \cos pt_1]. \quad (29)$$

Рівняння (29) дозволяє аналітично визначити максимальне значення  $M_\epsilon$  залежно від співвідношення  $T_1$  від  $p$ . Можна відмітити, що  $M_\epsilon$  помітно зменшується порівняно з  $M_m$ , якщо  $T_1$  менше, ніж  $1/8$  періоду вільних коливань системи ( $T_1 = \frac{\pi}{4p}$ ).

Таким чином, правильним вибором жорсткості пружної муфти можна зменшити шкідливу дію ударного навантаження на привод машини.

**Виконавчий** механізм миттєво зупиняється внаслідок значного перевантаження (рис. 12, з). Кутова швидкість валів до перевантаження була постійною і рівною  $\omega_\epsilon$ . Після зупинки (двигун не виключений) система буде навантажена пусковим моментом електродвигуна  $M_{\text{пуск}}$ . З метою спрощення рішення приймаємо, що  $M_{\text{пуск}} = M_n$ . При цьому постійну складову кута повороту ведучого відносно веденого вала в площині їх обертання  $\varphi_0$  виключаємо із розгляду, а рух маси  $J_\epsilon$  буде описуватись рівнянням вільних коливань з початковими умовами: при  $t = 0$ ,  $\varphi = 0$  і  $\frac{d\varphi}{dt} = \omega_\epsilon$ .

При визначенні постійних коефіцієнтів  $A$  і  $B$  для цих умов, отримаємо:

$$B = 0; \quad A = \frac{\omega_\epsilon}{p} \quad \text{і} \quad \varphi = \frac{\omega_\epsilon}{p} \sin pt. \quad (30)$$

Враховуючи (16), отримаємо додатковий момент, який діє на

$$\text{систему} \quad M = \varphi C_\varphi = \frac{C_\varphi \omega_\epsilon p}{p^2} \sin pt = J_\epsilon \omega_\epsilon p \sin pt \quad (31)$$

$$\text{при} \quad t = \frac{\pi}{2p} \quad M_{\text{max}} = J_\epsilon \omega_\epsilon p. \quad (32)$$

Рішення (32) дозволяє відмітити, що величина додаткового моменту, який діє на систему в результаті її раптової зупинки, прямо пропорційна частоті вільних коливань системи  $p$ . Чим менша жорсткість пружної муфти при інших рівних умовах, тим менше перевантаження привода. Для жорстких муфт перевантаження можуть досягати дуже великих величин і викликати поломку привода.

**Висновки.** Проведений аналіз отриманих рішень динамічних властивостей пружних муфт з радіальними підковоподібними пружинами, при передачі ними періодичного, ударного довготривалого і короткотривалого навантаження та їхнього значного перевантаження, аж до зупинки виконавчого механізму істотно пом'якшує процес передачі цього навантаження від першого до другого вала.

1. Малащенко В. О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків. – Львів: НУ “Львівська політехніка”, 2006. – 196 с.
2. Пружна муфта / Стрілець О. Р., Марчук Н. М., Стрілець В. М.: Патент України на корисну модель № 48367. – Бюл. № 5, опубл. 10.03.2010.
3. Пружна муфта / Стрілець О. Р., Марчук Н. М., Стрілець В. М.: Патент України на корисну модель №51226. – Бюл. № 13, опубл. 12.07.2010.
4. Пружна муфта / Стрілець О. Р., Марчук Н. М., Стрілець В. М.: Патент України на корисну модель № 51361. – Бюл. № 13, опубл. 12.07.2010.
5. Пружна муфта / Стрілець О. Р., Федорук В. А., Стрілець В. М.: Патент України на корисну модель № 59332. – Бюл. № 9, опубл. 10.05.2011.
6. Пружна муфта / Стрілець О. Р., Малащенко В. О., Стрілець В. М., Федорук В. А.: Патент України на корисну модель № 59374. – Бюл. № 9, опубл. 10.05.2011.
7. Пружна муфта / Стрілець В. М., Федорук В. А., Стрілець О. Р.: Патент України на корисну модель № 59626. – Бюл. № 10, опубл. 25.05.2011.
8. Пружна муфта / Стрілець О.Р., Малащенко В.О., Федорук В.А., Стрілець В.М.: Патент України на корисну модель № 59688. – Бюл. № 10, опубл. 25.05.2011.
9. Пружна муфта / Стрілець О. Р., Федорук В. А., Стрілець В. М., Герасимчук А. Л.: Патент України на корисну модель № 61699. – Бюл. № 14, опубл. 15.07.2011.
10. Пружна муфта / Стрілець О. Р., Федорук В. А., Стрілець В. М., Герасимчук А. Л.: Патент України на корисну модель № 62465. – Бюл. № 16, опубл. 25.08.2011.
11. Пружна муфта / Стрілець О. Р., Стрілець В. М., Федорук В. А., Герасимчук А. Л.: Заявка на патент України на корисну модель № у 2011 10251 від 22.08.2011.
12. Спицина Д. Н. Строительная механика стержневых машиностроительных конструкций. – М.: Высш. шк., 1977. – 248 с.
13. Комаров М. С. Динамика механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1968. – 351 с.

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