

Р.Комар, канд. техн. наук

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ У ПРИВОДІ ІЗ ЗАПОБІЖНО-КОМПЕНСУЮЧОЮ МУФТОЮ

Наведено теоретичні залежності та розрахункові схеми для визначення динамічних навантажень у приводі із запобіжно-компенсуючою муфтою. Виведено умову рівноваги елементів зачеплення півмуфти з обоймою. Наведено графічні залежності впливу основних конструктивно-силових параметрів елементів зачеплення муфти на значення обертового моменту. Досліджено вплив амортизуючої пружини даного пристрою на величину обертового моменту при неспіввісності валів. Запропоновано практичні рекомендації для проектування аналогічних пристроїв.

R.Komar

CALCULATION OF DYNAMIC LOADINGS IN THE DRIVE WITH PROTECTION-COMPENSATED CLUTCH

Theoretical dependences and settlement schemes for definition of dynamic loadings in a drive with protective-compensating clutch are resulted. The condition of balance of elements of gearing half-coupling with a holder is deduced. Graphic dependences of influence of the basic design data-power of elements of gearing clutch on value of a rotating moment are resulted. Influence buffer spring of the given device on size of a rotating moment is investigated at not alignment shaft. Practical recommendations for designing similar devices are offered.

Умовні позначення

J_1, J_2, J_3, J_4, J_5 – моменти інерції елементів приводу;
 T_0, T_0 – моменти, що створюються двигуном та робочим органом;
 C_1, C_2, C_3, C_4, C_5 – жорсткості елементів приводу та муфти;
 $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5$ – кути закручування складових системи;
 θ_1 – різниця між кутами закручування φ_1 і φ_2 ;
 P_k – колова сила в зачепленні;
 α – кут між напрямком дії колової сили і нормаллю від точки контакту кульки з поверхнею паза;
 ρ – зведений кут тертя в парі контакту кулька-паз;
 P_e – відцентрова сила;
 P_{np} – сила тиску пружини;
 P_T – сила тертя між кулькою і поверхнею посадочного отвору;
 m_k – маса кульки;
 ω_0, ω_n – відповідно початкова і поточна кутова швидкість обертання півмуфти;
 R_0 – початковий радіус розміщення кульок;
 Δ'_0, Δ'_n – відповідно величина початкової і поточної деформації пружини;
 f – коефіцієнт тертя між кулькою та стінками посадочного отвору;
 λ_0 – осьова деформація пружини;
 C_i – жорсткість підтискної пружини;
 y – радіальне переміщення кульки;
 $P_{T,A}$ – сила тертя амортизуючої пружини;
 f_A – коефіцієнт тертя амортизуючої пружини.

Запобіжні пристрої використовуються у багатьох приводах та конструкціях механізмів і машин та мають суттєвий вплив на експлуатаційні характеристики обладнання. Паралельно з передачею обертового руху та захисту від перевантаження запобіжно-компенсуючі муфти виконують функції компенсації зміщень з'єднаних валів, амортизації поштовхів, ударних навантажень та вібрацій.

Питанням розрахунку конструкцій різноманітних муфт присвячено багато праць. Зокрема, було виведено залежності для розрахунку моменту спрацювання запобіжних пристроїв [1] з моделюванням динаміки їх функціонування [2]. Розглянуто принципи

конструювання різнотипних муфт [3], але кожна конструкція специфічна, що має істотний вплив на методику розрахунку.

Відповідно мета наших досліджень – розробка методики розрахунку динаміки приводу із запобіжно-компенсуючим пристроєм, а також встановлення впливу амортизуючої пружини на обертовий момент при неспіввісності з'єднаних валів.

Робота виконувалась в рамках пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки «Новітні та ресурсозберігаючі технології в промисловості, енергетиці та агропромисловому комплексі» на 2002-2007 роки.

Для визначення динамічних навантажень у приводі із запобіжно-компенсуючою муфтою потрібно розглянути різні етапи та умови її функціонування на прикладі приведеної динамічної моделі, яка відображає процес функціонування приводу. Узагальнену динамічну модель приводу, до кінематичного ланцюга якого входить дана муфта, можна представити відповідною системою зведених мас. Схема розрахункової динамічної моделі показана на рис. 1.

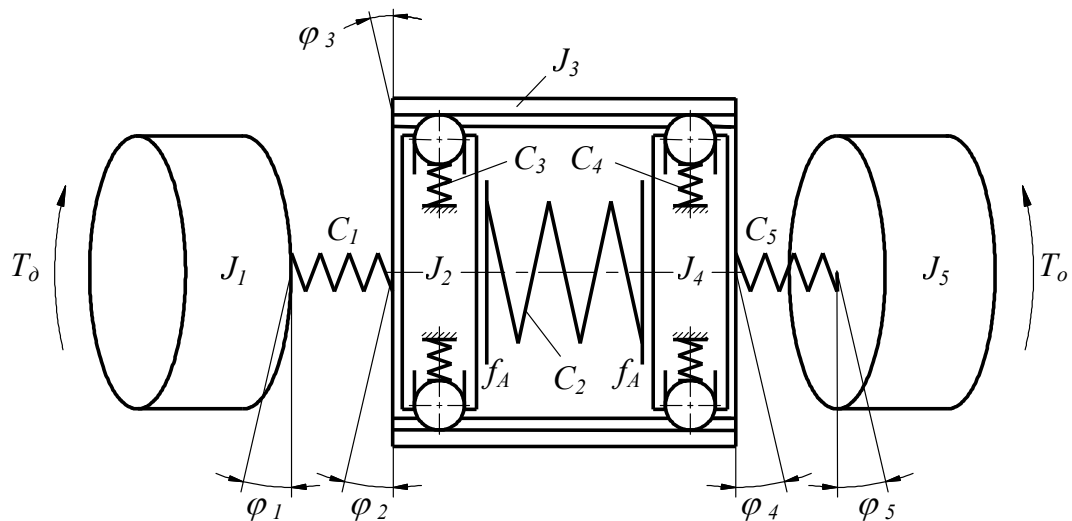


Рисунок 1 – Розрахункова модель динаміки приводу із запобіжно-компенсуючою муфтою

Основними інерційно-силовими параметрами приводу є моменти інерції елементів приводу J_1, J_2, J_3, J_4, J_5 та відповідні навантаження у вигляді моментів T_d і T_o , що створюються двигуном та робочим органом. При передачі обертового моменту, при відповідній жорсткості C_1, C_2, C_3, C_4, C_5 елементів приводу та муфти, під дією моментів T_d і T_o , відбувається певна пружна деформація складових системи, яка характеризується кутами закручування $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5$.

Процес функціонування муфти в приводі можна умовно поділити на два основних етапи, які характеризують рух системи. Перший етап характеризується найсприятливішими умовами роботи, коли навантаження стабільне і площа плями контакту кульок з поверхнями пазів є максимальною. У даному випадку відбувається лише часткове зміщення елементів приводу в напрямку кутів закручування без переривання кінематичного зв'язку, тобто муфта працює тільки як з'єднувальна компенсуюча.

Оскільки об'єктом дослідження є запобіжно-компенсуюча муфта приводу, то при подальших дослідженнях функціонування муфти в компенсуючому режимі, для визначення моменту, що діє на даний пристрій, розглянемо навантаження, що діють на кожен із півмуфт. Відповідно різниця прискорень з боку двигуна і робочого органа приводу

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2 = \frac{T_d - C_1(\varphi_1 - \varphi_2)}{J_1} - \frac{C_1(\varphi_1 - \varphi_2) - C_5(\varphi_2 - \varphi_5)}{(J_2 + J_3 + J_4)}, \\ \ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_5 = \frac{C_1(\varphi_1 - \varphi_2) - C_5(\varphi_2 - \varphi_5)}{(J_2 + J_3 + J_4)} - \frac{C_5(\varphi_2 - \varphi_5) - T_o}{J_5}. \end{cases} \quad (1)$$

Прискорення ланок приводу від двигуна до ведучої півмуфти можна також записати як

$$\ddot{\theta}_1 = \frac{T_\partial - C_1\theta_1}{J_1 + J_2} \quad (2)$$

Згідно з основним законом динаміки (другого закону Ньютона для обертового руху), навантаження обертовим моментом на ведучій півмуфті буде дорівнювати

$$T_1 = \ddot{\theta}_1 J_2 = \frac{J_2(T_\partial - C_1\theta_1)}{J_1 + J_2} \quad (3)$$

Відповідно навантаження на ведену півмуфту буде:

$$T_2 = J_4 \left(\frac{C_1\theta_1}{(J_2 + J_3 + J_4)} - \frac{T_o}{J_5} \right) \cdot \left((T_\partial - C_1\theta_1)(J_2 + J_3 + J_4) \left(\frac{1}{J_1} - \frac{1}{(J_1 + J_2)} \right) - C_1\theta_1 \right) \quad (4)$$

Другий етап характеризується наростанням навантаження з боку двигуна або робочого органу, внаслідок чого, оскільки муфта є найподатливішою ланкою приводу, відбувається зміна різниці кутів закручування до певного значення $\varphi_2 - \varphi_3 = \varphi_{max}$ у випадку $T_\partial > T_o$ або у випадку, коли $T_\partial < T_o$ тоді $\varphi_3 - \varphi_4 = \varphi_{max}$, тобто до певного значення сумарного кута закручування муфти при якому відбувається розімкнення кінематичного ланцюга приводу внаслідок радіального переміщення кульок у посадочних отворах і втрати контакту з поверхнями пазів обойми. Тобто в залежності від навантаження муфта може переходити у запобіжний режим роботи.

Після виходу кульок із зачеплення відбувається провертання однієї з півмуфт, в залежності від сторони наростання навантаження, відносно обойми до моменту контакту кульок з наступними, по ходу провертання півмуфти, пазами обойми. При цьому, в найпоширенішому випадку, що має місце при роботі муфти, відбувається входження кульок в зачеплення з пазами і спостерігається поступове наростання навантаження до наступного провертання півмуфти. Щоб описати ці перехідні процеси, потрібно встановити умову рівноваги пари контакту пружина-кулька-паз.

Для встановлення умови рівноваги радіально розміщеної пари контакту пружина-кулька-паз розглянемо схему, показану на рис.2.

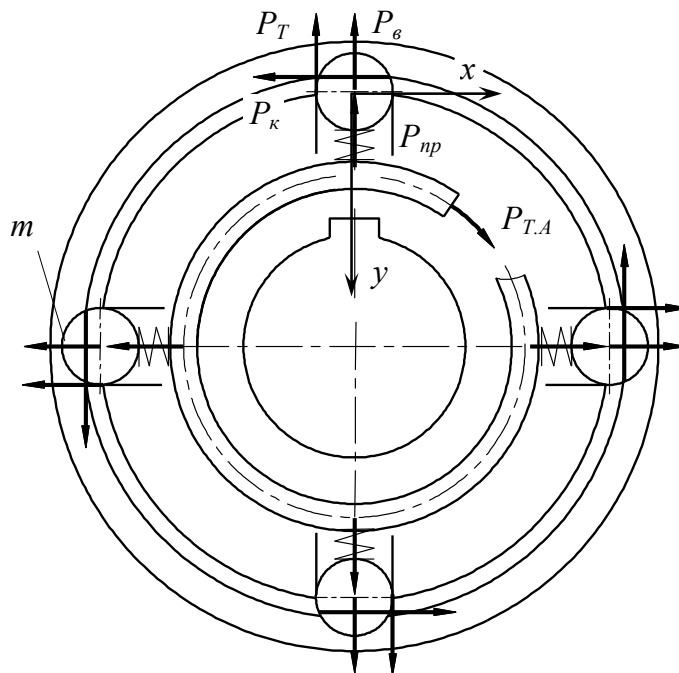


Рисунок 2 – Розрахункова схема для визначення умови рівноваги пари контакту пружина-кулька-паз

Відповідно умова рівноваги буде мати вигляд

$$m_k y + C_i y = P_k \operatorname{tg}(\alpha - \rho) - P_o - P_{np} - P_T. \quad (5)$$

Значення відцентрової сили, яка діє на кульку під час обертового руху, можна визначити за формулою

$$P_o = m_k \omega_o^2 (R_o - \Delta'_n). \quad (6)$$

Замінивши значення сили тиску пружини рівноцінним значенням її жорсткості і деформації та виразивши силу тертя через колову силу, отримаємо

$$m_k y + C_i y = P_k (\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - f) - m_k \omega_n^2 (R_o - \Delta'_n) - C_i \Delta'_o. \quad (7)$$

Зведена жорсткість підтискних пружин на кожній з півмуфт буде дорівнювати

$$C_3 = \sum_{i=1}^z C_i; \quad C_4 = \sum_{i=1}^z C_i. \quad (8)$$

При наявності неспіввісності валів вплив на умову рівноваги також може мати амортизуюча пружина із жорсткістю C_2 . На першому етапі функціонування муфти повертання півмуфт не спричиняє розімкнення кінематичного ланцюга, відповідно амортизуюча пружина повертається разом з півмуфтами, і тертя в місцях контакту амортизуючої пружини з торцевими поверхнями півмуфт є незначним. У випадку повертання однієї з півмуфт аж до виходу кульок із зачеплення сила тертя $P_{T.A}$ значно збільшується і може мати вплив на момент, що передають пари контакту пружина кулька-паз. Дана сила тертя залежить від величини неспіввісності, оскільки вона впливає на значення осьової пружної деформації пружини, що визначає силу, яка діє на пружину в осьовому напрямку. Сила тертя рівна добутку цієї осьової сили на коефіцієнт тертя f_A .

Оскільки осьова сила рівна добутку осьової деформації на жорсткість пружини, то сила тертя амортизуючої пружини рівна

$$P_{T.A} = \lambda_o C_2 f_A. \quad (9)$$

Відповідно умова рівноваги елементів зачеплення півмуфти набуде вигляду

$$m_k y + \sum_{i=1}^z C_i y = P_k (\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - f) - m_k \omega_n^2 (R_o - \Delta'_n) - \sum_{i=1}^z C_i \Delta'_o - \lambda_o C_2 f_A, \quad (10)$$

звідки жорсткість підтискних пружин півмуфти

$$\sum_{i=1}^z C_i = \frac{(P_k (\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - f) - m_k (\omega_n^2 (R_o - \Delta'_n) + \dots) - \lambda_o C_2 f_A)}{\Delta'_o + y}. \quad (11)$$

Систему рівнянь, яка описує навантаження в приводі із компенсуючою муфтою, з врахуванням роботи муфти у запобіжному режимі, можна записати у наступному вигляді

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 = T_o - C_1 |\varphi_1 - \varphi_2|; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 = T_1 - \left[(P_k (\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - f) - m_k (\omega_n^2 (R_o - \Delta'_n) + \dots) - \lambda_o C_2 f_A) \right] \cdot (\Delta'_o + y)^{-1} \cdot |\varphi_2 - \varphi_3|; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 = |\varphi_2 - 2\varphi_3 - \varphi_4| \cdot \left[(P_k (\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - f) - m_k (\omega_n^2 (R_o - \Delta'_n) + \dots) - \lambda_o C_2 f_A) \right] \cdot (\Delta'_o + y)^{-1}; \\ J_4 \ddot{\varphi}_4 = |\varphi_3 - \varphi_4| \cdot \left((P_k (\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - f) - m_k (\omega_n^2 (R_o - \Delta'_n) + \dots) - \lambda_o C_2 f_A) \right) \times (\Delta'_o + y)^{-1} - T_2; \\ J_5 \ddot{\varphi}_5 = T_2. \end{cases} \quad (12)$$

Заміна значень жорсткості підтискних пружин умовою рівноваги проведена тому, що в реальних умовах незалежно від того, з якого боку виникне перевантаження, спрацювати буде та півмуфта, сумарна жорсткість підтискних пружин якої буде менша. Найоптимальнішим буде випадок, коли півмуфти будуть спрацювати почергово.

Використовуючи вище наведені рівняння, можна провести розрахунок навантаження, що діє як на муфту, так і на ланки привода. Розглянемо вплив на обертовий момент амортизуючої пружини (рис.3 і 4) відповідно до залежності $T = f(\omega_n)$ при змінних значеннях λ_0 і C_2 . Згідно з отриманими результатами встановлено, що наявність амортизуючої пружини незначно впливає на зміну величини моменту, оскільки за попередніми припущеннями сила тертя в місцях контакту амортизуючої пружини і півмуфт могла впливати на момент спрацювання муфти.

При зміні осьової деформації амортизуючої пружини внаслідок неспіввісності, через рівні інтервали наростання кутової швидкості привода, збільшення величини обертового моменту протягом всього змінного інтервалу кутової швидкості, не перевищує 5,2%.

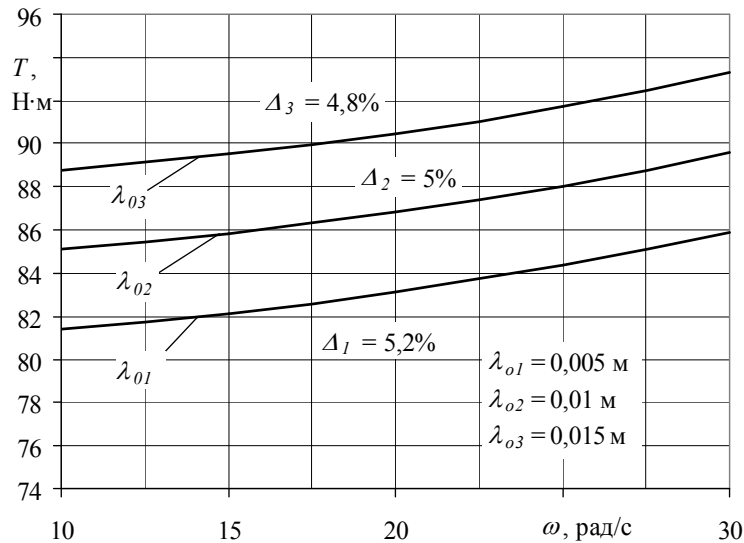


Рисунок 3 – Залежність зміни обертового моменту від кутової швидкості при змінних значеннях деформації амортизуючої пружини

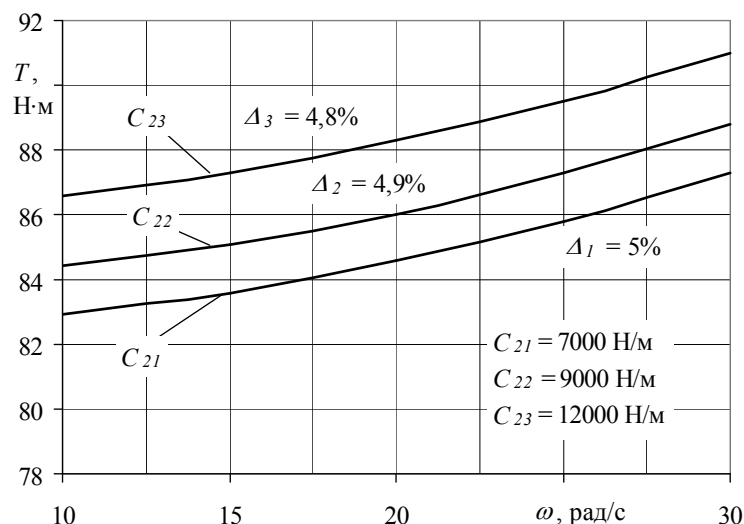


Рисунок 4 – Залежність зміни обертового моменту від кутової швидкості при змінних значеннях жорсткості амортизуючої пружини

На основі аналізу результатів проведених досліджень зроблено наступні висновки:

1. Наявність амортизуючої пружини несуттєво впливає на величину моменту, що сприймає муфта, оскільки збільшення величини обертового моменту не перевищує 4...5,2% для діапазону збільшення кутової швидкості від 10...30 рад/с.

2. Наростання навантаження при наявності зміщення валів знаходиться в межах 4,8...8,3%, а дотримання умови $C_3 = C_4$ забезпечить збільшення ресурсу в 1,8...2 рази.

Література

1. Ряховский О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам. – Л.: Политехника, 1991. – 384 с.
2. Комаров М.С. Динамика машин и механизмов. – М.: Машиностроение, 1969. – 341с.
3. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунку. Навчальний посібник. – Львів: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», 2006. – 196 с.

Одержано 03.03.2008 р.