

Б. І. КІНДРАЦЬКИЙ, проф. каф. деталей машин, д-р техн. наук,
О. О. ШПАК заст. нач. фак-ту з навчальної та виховної роботи –
начальник навчальної частини Львівського інституту Сухопутних
військ ім. Гетьмана Петра Сагайдачного НУ „Львівська політехніка”

ДИНАМІКА ПРИВОДУ З КУЛЬКОВОЮ ЗАПОБІЖНОЮ МУФТОЮ, ОСНАЩЕНОЮ БЛОКУВАЛЬНИМ ПРИСТРОЄМ

Наведено математичну модель приводу з кульковою запобіжною муфтою, оснащеною блокувальним пристроєм кінематичного та силового типів, у перехідних режимах роботи приводу. Досліджено вплив характеристики спрацювання запобіжної муфти з блокувальним пристроєм на величину крутних моментів двигуна і у валопроводах в стопорному режимі його роботи. Зроблені рекомендації щодо проектування таких муфт.

The mathematical model of drive with a ball-shaped preventive clutch, equipped the blocking device of kinematics and power types, in transient mode of operation is resulted. The influencing of characteristic of response of preventive clutch with a blocking device is researched on the size of rotational moment of engine and in shaftings in locking mode of work. The recommendations in relation of design of such clutches are done.

Актуальність теми і огляд літератури. У сучасному технологічному устаткуванні: промислових роботах, гнучких виробничих комплексах, автоматичних лініях, оброблювальних центрах, металорізальних верстатах тощо особливо гостро стоїть задача ефективного захисту елементів приводів від руйнування, зокрема, забезпечення високої точності спрацювання та мінімальної динамічної післядії захисних пристроїв. Так, наприклад, в оброблювальних центрах з автоматичною зміною інструмента після спрацювання запобіжного пристрою момент післядії бажано звести до нуля, оскільки невиконання такої умови може призвести до руйнування інструмента. Тому застосування запобіжних пристроїв зі значним залишковим моментом, наприклад, кулачкових, фрикційних, кулькових, є неможливим. Виникає потреба у створенні нових конструкцій запобіжних пристроїв, які б володіли високою точністю спрацювання при перевантаженнях і мінімальним моментом післядії, та методів аналізу динаміки приводів з такими пристроями у перехідних режимах роботи.

Сьогодні існує велика кількість різноманітних конструкцій запобіжних муфт, призначених для захисту приводів машин і механізмів від руйнування при перевантаженні [1-3]. Найпростішими з них є муфти зі зрізним елементом. Однак такі муфти мають істотні недоліки [1]: невисоку точність спрацювання, пов'язану з точністю виготовлення і розсіянням міцності матеріалу, з якого виготовлені зрізні елементи; зменшення точності спрацювання зі збільшенням кількості зрізних елементів та точності виготовлення муфти (величини неспіввідності розташування штифтів, що призводить до їх нерівномірного навантаження); поступове зменшення точності спрацювання муфти з накопиченням зрізним елементом втомних пошкоджень; складність заміни зрізних елементів після спрацювання муфти.

Фрикційні муфти мають невеликий момент післядії, однак їхня точність

спрацювання істотно залежить від точності виготовлення, якості елементів пар тертя, температурних умов роботи, попадання вологи або мастила в зону тертя тощо [2]. Особливо відчутним є вплив перелічених вище чинників у низькомоментних приводах, де незначна зміна коефіцієнта тертя між елементами фрикційної запобіжної муфти може призвести до істотного перевантаження елементів приводу і руйнування його слабкої ланки.

Кулачкові запобіжні муфти, будучи простими і надійними у роботі, після спрацювання при перевантаженні приводу створюють додаткові динамічні навантаження на його елементи. При збігу частоти вдаряння півмуфт при пробуксовуванні кулачкової запобіжної муфти з власною частотою коливань ведучої чи веденої частини приводу динамічні навантаження на його ланки можуть у декілька разів перевищувати момент, при якому спрацювала муфта [1]. Тому їх застосування у швидкохідних приводах є недопустимим.

Найвищу точність і стабільність спрацювання при перевантаженнях приводу мають кулькові запобіжні муфти (КЗМ) з профільним замиканням [1]. Вони менш чутливі до зміни температурних умов роботи, наявності мастила, точності виготовлення, оскільки тертя ковзання між робочими елементами муфти замінюється тертям кочення. Істотним недоліком таких муфт є ударні навантаження на елементи приводу після їх спрацювання при перевантаженні. Вони менші, ніж при пробуксовуванні кулачкових запобіжних муфт, однак не дають можливості їх застосовувати у високошвидкісних приводах.

Отже, проблема створення ефективних запобіжних муфт для захисту від руйнування при перевантаженнях ланок високошвидкісних приводів машин є актуальною і потребує як конструктивного вирішення, так і розроблення моделей і методів дослідження динаміки таких приводів у перехідних режимах роботи, зокрема стопорних. Враховуючи вищесказане, на нашу думку, найдоцільніше удосконалювати КЗМ з профільним замиканням з метою усунення головного їхнього недоліку – ударного навантаження на елементи приводу після спрацювання.

Мета статті – розробити математичну модель приводу з кульковою запобіжною муфтою, оснащеною блокувальним пристроєм, як основу для розроблення методу синтезу таких муфт за заданим режимом роботи.

Постановка задачі. Оскільки причиною динамічних навантажень на ланки приводу після спрацювання КЗМ з профільним замиканням є ударні явища, які виникають при замиканні півмуфт у момент попадання кульок в лунки чи пази на одній з півмуфт, то найефективнішим методом зведення до нуля залишкового крутного моменту в приводі після спрацювання муфти є усунення можливості її замикання після спрацювання. Конструктивно це можна реалізувати введенням у конструкцію КЗМ додаткових блокувальних пристроїв (БП), які б перекривали лунки чи пази на півмуфті після виходу з неї кульок. Ефективність роботи таких муфт значною мірою залежить від принципу дії БП і потребує, на відміну від існуючої методики силового розрахунку КЗМ [1, 2], врахування при їх розрахунку і проектуванні режиму роботи та динамічних характеристик і

параметрів приводу, в який її передбачається встановити.

Конструкції і принцип дії КЗМ з БП. За принципом дії КЗМ з БП можна поділити на два види: муфти з БП кінематичного типу і муфти з БП силового типу. На рис. 1 зображена конструкція КЗМ з БП кінематичного типу [4]. Муфта містить ведучу 1 і ведену 2 півмуфти, з'єднані між собою через кульки 3, поміщені в отвори 4 веденої півмуфти 2 і пази 5 на ведучій півмуфті 1. В отворах 4 встановлені плунжери 6 і пружини 7, величина деформації яких регулюється гвинтами 8. Осьове переміщення півмуфт 1 і 2 зафіксоване кільцем 9. Між ведучою 1 і веденою 2 півмуфтами встановлена рухома втулка 10 з пелюстками 11. Втулка 10 з'єднана через пелюстки 11 і пази 5 з ведучою півмуфтою 1, а за допомогою гвинтового, який переходить у замкнутий кільцевий, паза 12 на зовнішній циліндричній поверхні – з фіксатором 13, нерухомо з'єднаним з півмуфтою 2.

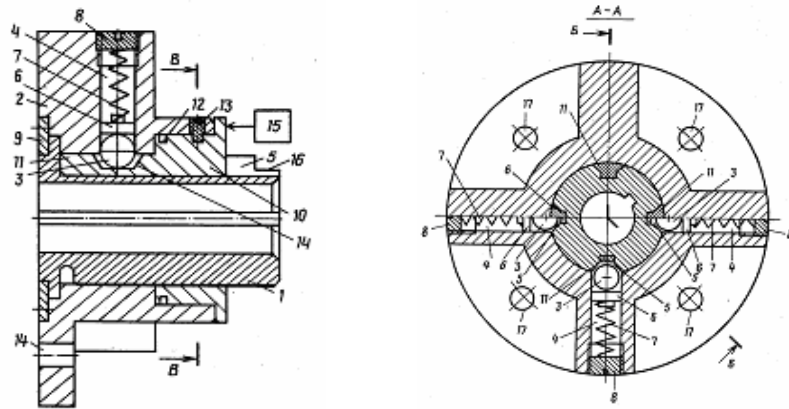


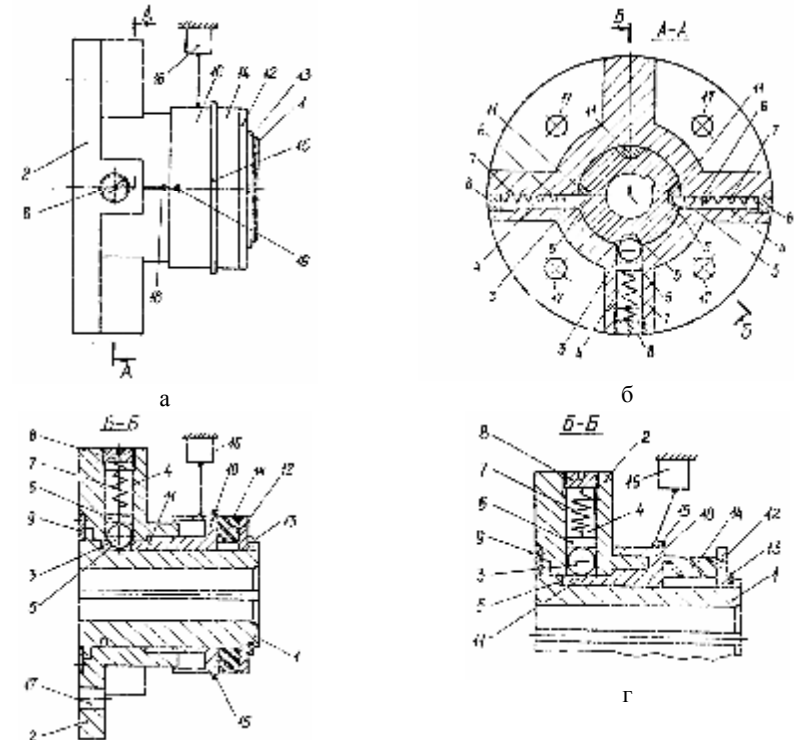
Рис. 1. Конструкція КЗМ з БП кінематичного типу

На зовнішній поверхні пелюсток 11 виконані виймки 14, які охоплюють кульки у замкненому стані муфти. Для вимкнення двигуна після спрацювання муфти на нерухомій основі вздовж осі переміщення втулки 10 встановлений вимикач 15. На вільному кінці півмуфти 1 для повернення муфти в замкнене положення виготовлені пази 16 під ключ. У торцевій поверхні півмуфти 2 виготовлені отвори 17 для з'єднання з веденою ланкою приводу.

Принцип дії муфти полягає у наступному. Крутний момент від ведучої півмуфти 1 через пази 5 і кульки 3 передається веденій півмуфті 2 і далі на ведену ланку приводу. При перевантаженні, тобто зупинці півмуфти 2, кульки виштовхуються з пазів 5, і передача крутного моменту припиняється. У момент виходу кульок 3 з пазів 5 відбувається відносне прокручування півмуфт 1 і 2, що спричиняє осьове переміщення втулки 10, за якого відбувається перекриття пазів 5 пелюстками 11, під кульками утворюється суцільна циліндрична поверхня, що унеможливує виникнення динамічних навантажень на ланки приводу при пробуксовуванні муфти. Крім цього,

втулка 10, переміщаючись в осьовому напрямі, натискає на вимикач 15 і вимикає двигун. Після усунення перевантаження на веденій ланці приводу, притримуючи півмуфту 2, повертають півмуфту 1 у напрямі, протилежному до обертання вала двигуна в робочому режимі, до повного замикання муфти.

На рис. 2 зображена конструкція КЗМ з БП силового типу [5]. Муфта містить ведучу півмуфту 1, на якій з можливістю обертання встановлена ведена півмуфта 2. Ведуча півмуфта 1 через кульки 3, розташовані в отворах 4 веденої півмуфти 2 і пази 5, виготовлені на зовнішній циліндричній поверхні ведучої півмуфти 1, з'єднана з веденою півмуфтою 2. В отворах 4 встановлені плунжери 6 і пружини 7, величина деформування яких регулюється гвинтами 8. Осьове переміщення півмуфт 1 і 2 обмежене кільцем 9. Між ведучою півмуфтою 1 і веденою півмуфтою 2 встановлена рухома в осьовому напрямі блокувальна втулка 10 з пелюстками 11. Корпус втулки 10 з'єднаний через пелюстки 11 і пази 5 з ведучою півмуфтою 1. Між торцевою поверхнею втулки 10 і кільцем 12, встановленим на зовнішній циліндричній поверхні ведучої півмуфти 1 і зафіксованим відносно осьового переміщення стопорним кільцем 13, вмонтований пружний елемент 14. На зовнішній циліндричній поверхні блокувальної втулки 10 виготовлений буртик 15.



в

Рис. 2. Конструкція КЗМ з БП силового типу

Для вимкнення живлення електромотора приводу після спрацювання муфти передбачений вимикач 16. Для з'єднання муфти з веденою частиною приводу в півмуфті 2 виготовлені отвори 17. На зовнішній поверхні півмуфти 2 і блокувальній втулці 10 нанесені мітки 18, які в замкнутому стані муфти збігаються, що дає змогу візуально контролювати замикання муфти при поверненні її у робочий стан.

Кулькова запобіжна муфта працює так. Крутний момент від відучої півмуфти 1 через пази 5 і кульки 3 передається веденій півмуфті 2 і далі на ведену ланку приводу. При перевантаженні кульки 3 виштовхуються з пазів 5 і передача крутного моменту припиняється. У момент виходу кульок 3 з пазів 5 відбувається відносно прокручування півмуфт 1 і 2 та осьовий зсув блокувальної втулки 10 з пелюстками 11 ліворуч (див. рис. 2, г), що приводить до перекриття пазів 5 пелюстками 11. Подальше обертання півмуфт 1, 2 відбувається без вдарання кульок 3 з пазами 5, що повністю усуває появу додаткових динамічних навантажень на ланки приводу та муфти при її пробуксовуванні.

Після усунення причин перевантаження приводу муфту повертають у робочий стан шляхом переміщення блокувальної втулки 10 праворуч (рис. 2, в) і одночасним поворотом веденої півмуфти 2 відносно ведучої 1 до входження кульок 3 у звільнені пелюстками 11 пази 5. Замикання муфти контролюють візуально за мітками 18.

Математична модель приводу, оснащеного КЗМ з БП. Як правило, запобіжні муфти встановлюють між веденою ланкою (робочим органом) і редуктором. Подамо узагальнену динамічну модель такого приводу у вигляді чотиримасної пружно-коливальної системи (рис. 3). На рисунку позначено: J_1, J_2, J_3, J_4 – зведені моменти інерції ланок приводу відповідно ротора двигуна, ведучої півмуфти, веденої півмуфти і робочого органа до місця встановлення запобіжної муфти; T_p – рушійний момент двигуна; T_o – момент технологічного опору; c_1, c_2 – зведені жорсткості ланок приводу відповідно між ротором двигуна і ведучою півмуфтою, веденою півмуфтою і робочим органом машини; β_1, β_2 – зведені коефіцієнти дисипації енергії у ланках приводу відповідно між ротором двигуна і ведучою півмуфтою, веденою півмуфтою і робочим органом машини; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ – узагальнені координати (кути повороту відповідних мас моделі); T_m – крутний момент муфти.

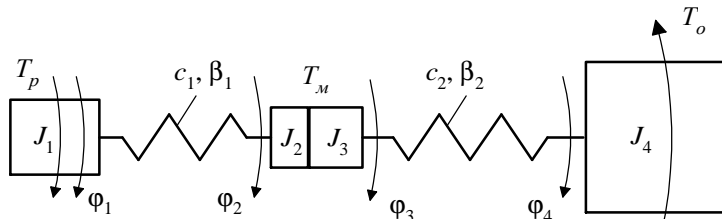


Рис. 3. Динамічна модель приводу

Рівняння руху мас приводу отримаємо з рівняння Лагранжа 2-го роду

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_j} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_j} + \frac{\partial \Phi}{\partial \varphi_j} = Q_j, \quad j=1,3, \quad (1)$$

де T і Π – відповідно кінетична і потенціальна енергії системи; Φ – дисипативна функція Релея; Q_j – узагальнені сили; φ_j – узагальнені координати; t – час.

Беручи за узагальнені координати кути повороту мас приводу (див. рис. 3) $q_1 = \varphi_1, q_2 = \varphi_2 \equiv \varphi_3, q_4 = \varphi_4$, подамо кінетичну енергію системи в такому вигляді:

$$T = \frac{J_1 \omega_1^2}{2} + \frac{(J_2 + J_3) \omega_2^2}{2} + \frac{J_4 \omega_4^2}{2}, \quad (2)$$

де $\omega_1 = \frac{d\varphi_1}{dt}$; $\omega_4 = \frac{d\varphi_4}{dt}$ – відповідно зведені до запобіжної муфти кутові швидкості обертання ротора електромотора і веденої ланки приводу; $\omega_2 = \frac{d\varphi_2}{dt}$ – кутова швидкість обертання муфти у замкнутому стані.

Потенціальну енергію системи і функцію Релея з урахуванням введених вище позначень подамо так:

$$\Pi = \frac{c_1 (\varphi_1 - \varphi_2)^2}{2} + \frac{c_2 (\varphi_2 - \varphi_4)^2}{2}; \quad \Phi = \frac{\beta_1 (\omega_1 - \omega_2)^2}{2} + \frac{\beta_2 (\omega_2 - \omega_4)^2}{2}. \quad (3)$$

Для номінального режиму роботи приводу, коли КЗМ з БП перебуває у замкнутому стані, знайшовши похідні від виразів (2) і (3) та підставивши їх у рівняння (1), отримаємо таку систему диференціальних рівнянь руху мас приводу:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} &= T_p - c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) - \beta_1 \left(\frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_2}{dt} \right); \\ (J_2 + J_3) \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} &= c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) + \beta_1 \left(\frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_2}{dt} \right) - c_2 (\varphi_2 - \varphi_4) - \beta_2 \left(\frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_4}{dt} \right); \\ J_4 \frac{d^2 \varphi_4}{dt^2} &= c_2 (\varphi_2 - \varphi_4) + \beta_2 \left(\frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_4}{dt} \right) - T_o. \end{aligned} \right\} (4)$$

Динамічну характеристику двигуна подамо у вигляді диференціального рівняння [6]

$$\frac{dT_p}{dt} + T_p \frac{1}{\tau_d} + \frac{J_d}{\tau_m \tau_d} \frac{d\varphi_1}{dt} = \frac{1}{v \tau_d}, \quad (5)$$

де T_p – рушійний момент двигуна; τ_d – електромагнітна стала часу; J_d – момент інерції ротора двигуна; ν – коефіцієнт крутизни характеристики двигуна; τ_m – механічна стала часу.

Диференціальні рівняння (4)-(5) є математичною моделлю приводу із запобіжною муфтою і описують його рух у перехідних режимах роботи до моменту спрацювання муфти.

Динаміка приводу без запобіжної муфти у перехідних режимах роботи. З метою оцінки якості захисту ланок приводу ЗМ з БП від руйнування при перевантаженні проаналізуємо його динаміку у період розгону та в стопорному режимі роботи, коли ведена ланка миттєво зупинилась (відбулось

заклинювання робочого органа), а електродвигун не відімкнуто від мережі. Результати моделювання перехідних процесів у такому приводі з параметрами $J_1=J_d u^2$, де $u=2$ – передавальне відношення кінематичного ланцюга від двигуна до місця встановлення муфти, $J_2=0,0315$ кг·м², $J_3=0,0311$ кг·м², $J_4=0,08$ кг·м², $c_1=c_2=30000$ Н·м, $\beta_1=\beta_2=0,5$ Н·м·с та електромотором АО 52-4, для якого $J_d=0,137$ кг·м², $T_d=0,0214$, $T_m=0,01$, $\nu=7,97 \cdot 10^{-4}$, $N=7$ кВт, $\omega_c=157$ с⁻¹, від початку пуску до моменту стопоріння веденої наки ($t=0,4$ с) і після цього подані на рис. 4 і 5.

З рисунків видно, що через 0,1 с привід, фактично, виходить на усталений режим роботи: кутові швидкості обертання ротора двигуна J_d , ланок зведення J_1 , J_2+J_3 та J_4 досягнули відповідних усталених значень (див. рис. 4), а крутний момент двигуна і пружні моменти у валопроводах після зростання в момент пуску прямують до нуля (див. рис. 5). Після заклинювання веденої ланки ($t=0,4$ с) кутові швидкості усіх ланок зведення J_d , J_1 , J_1+J_3 та J_4 різко зменшуються, і після тривалого коливального процесу ($t=0,9$ с) асимптотично наближаються до нуля (див. рис. 4), а крутний момент двигуна і пружні моменти у ланках ведучої T_{12} та веденої T_{34} частин приводу збільшуються порівняно з аналогічними

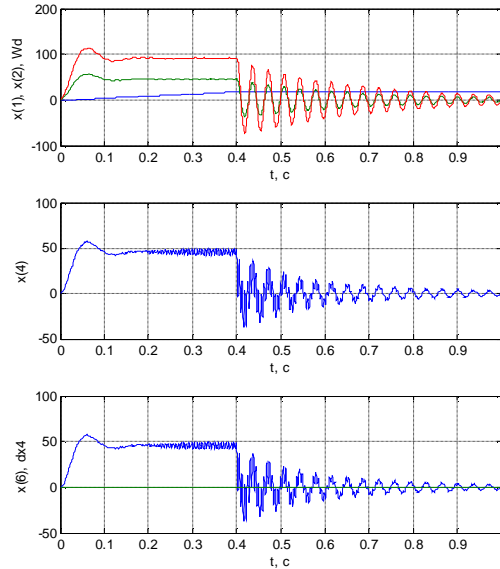


Рис. 4. Зміна з часом кута повороту $x(1)$, рад, та кутової швидкості $x(2)$ маси J_1 і кутової швидкості W_d ротора електродвигуна, с⁻¹

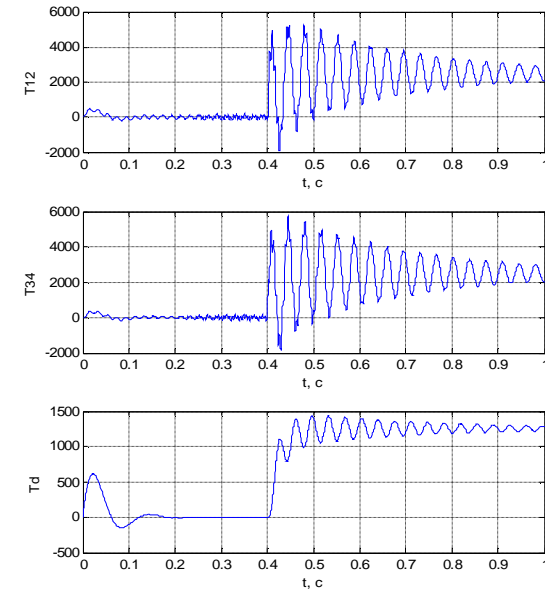


Рис. 5. Зміна з часом пружних моментів T_{12} і T_{23} у валопроводах та моменту електродвигуна T_d , Н·м

моментами у період пуску приблизно в 3 – 4 рази (див. рис. 5), оскільки споживана потужність робочим органом набагато менша від потужності двигуна. За відсутності в приводі запобіжної муфти це призводить до

руйнування слабкої його ланки або перегрівання і виходу з ладу електродвигуна.

Динаміка приводу, оснащеного КЗМ з БП, у стопорному режимі роботи. Диференціальні рівняння руху ведучої і веденої частин приводу при перевантаженні, тобто при пробуксовуванні запобіжної муфти, матимуть такий вигляд:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} &= T_p - c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) - \beta_1 \left(\frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_2}{dt} \right); \\ J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} &= c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) + \beta_1 \left(\frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_2}{dt} \right) - \beta_m \left(\frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt} \right) - T_m; \\ J_3 \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} &= -c_2 (\varphi_3 - \varphi_4) - \beta_2 \left(\frac{d\varphi_3}{dt} - \frac{d\varphi_4}{dt} \right) + \beta_m \left(\frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt} \right) + T_m; \\ J_4 \frac{d^2 \varphi_4}{dt^2} &= c_2 (\varphi_3 - \varphi_4) + \beta_2 \left(\frac{d\varphi_3}{dt} - \frac{d\varphi_4}{dt} \right) - T_o; \\ \frac{dT_p}{dt} + T_p \frac{1}{\tau_d} + \frac{J_d}{\tau_m \tau_d} \frac{d\varphi_1}{dt} &= \frac{1}{v \tau_d}, \end{aligned} \right\} (5)$$

де T_m – залишковий момент між півмуфтами під час її пробуксовування; T_o – момент опору, прикладений до веденої ланки приводу; β_m – коефіцієнт в'язкого демпфування між півмуфтами.

Результати комп'ютерного моделювання динаміки приводу з параметрами, поданими вище, після спрацювання КЗМ з БП подані на рис. 6-13.

Рис. 6. Зміна з часом кута повороту $x(1)$, рад, та кутової швидкості $x(2)$ маси J_1 , кутової швидкості ω_d ротора електродвигуна, кутової швидкості $x(4)$ маси J_2 , кутової швидкості $x(6)$ мас $J_{3,4}$ (c^{-1}) і $dx4$ – різниці кутів повороту півмуфт при пробуксовуванні запобіжної муфти, рад

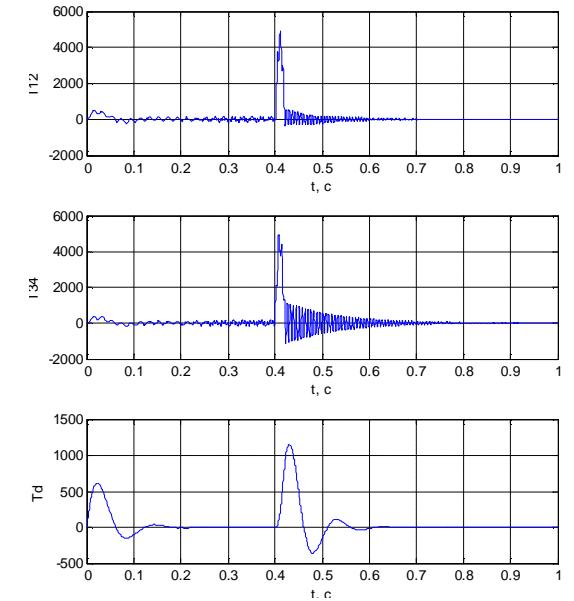
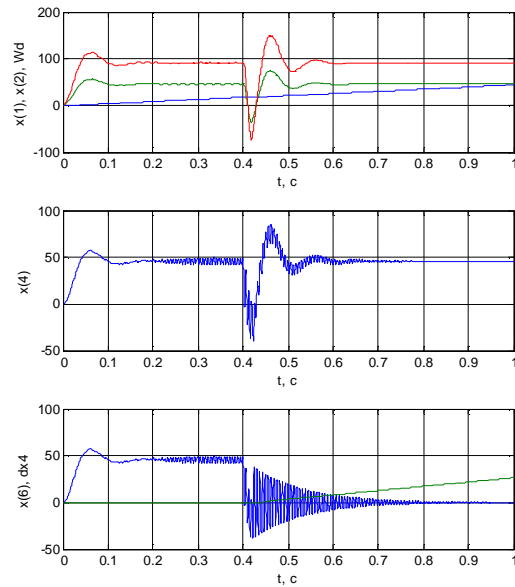


Рис. 7. Зміна з часом пружних моментів T_{12} і T_{23} у валопроводах та моменту електродвигуна T_d , Н·м

Аналізувався вплив тривалості спрацювання t_c КЗМ з БП на перехідні процеси у ланках приводу. Графіки на рис. 7-11 відповідають таким значенням параметрів: $\beta_m=0$, $T_m=0$ і $t_c=0,02$ с – рис. 4, 5; $t_c=0,01$ с – рис. 6, 7; $t_c=0,005$ с – рис. 8, 9. На рис. 10, 11 подані графіки, побудовані при $\beta_m=0,5$ Н·м·с; $T_m=50$ Н·м і $t_c=0,005$ с.

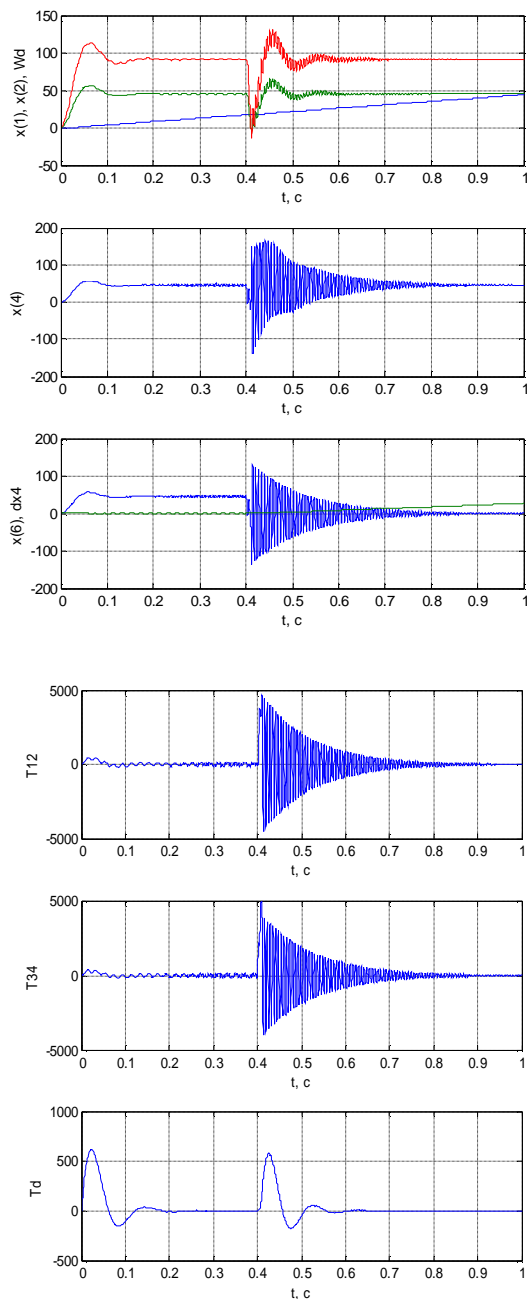


Рис. 8. Зміна з часом кута повороту $x(1)$, рад, та кутової швидкості $x(2)$ маси J_1 , кутової швидкості ω_d ротора електродвигуна, кутової швидкості $x(4)$ маси J_2 , кутової швидкості $x(6)$ мас $J_{3,4}$ (c^{-1}) і $dx4$ – різниці кутів повороту півмуфт при пробуксовуванні запобіжної муфти, рад

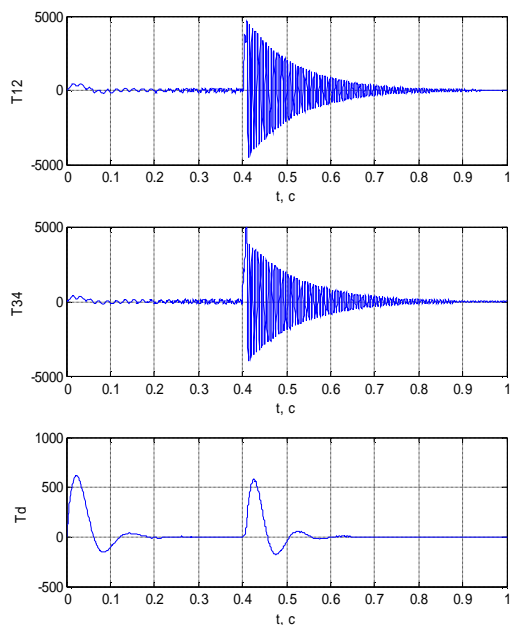


Рис. 9. Зміна з часом пружних моментів $T12$ і $T23$ у валопроводах та моменту електродвигуна T_d , Н·м

3 графіків видно, що встановлення у привід КЗМ з БП приводить до обмеження максимальних крутних моментів двигуна і у ведучій та веденій частинах приводу (див. рис. 7, рис. 9, рис. 11). Кутові швидкості зведених мас J_1 та J_2 зазнають стрибкоподібної зміни і після нетривалого періоду часу досягають величини, характерної для нормального режиму роботи, що свідчить про роз'єднання КЗМ ведучої і веденої частин приводу (див. рис. 6, рис. 8, рис. 10). Кутова швидкість ланки зведення $J_{3,4}$ в момент заклинювання веденої ланки різко зменшується і, коливаючись, асимптотично прямує до нуля, що свідчить про зупинку веденої частини приводу. Різниця кутів повороту ведучої і веденої півмуфт $dx4$ зростає з часом, що відповідає пробуксовуванню КЗМ з БП.

Тривалість спрацювання КЗМ з БП істотно впливає на пікове значення крутних моментів двигуна і у валопроводах ведучої та веденої частин приводу (див. рис. 7, 9, 11). Збільшення швидкодії КЗМ з БП від 0,02 с до 0,005 с приводить до зменшення пікового значення крутного моменту двигуна майже в 6 разів, а крутних моментів у валопроводах ведучої та веденої частинах приводу відповідно в 1,8 та 2,4 рази.

Залишковий момент КЗМ з БП після її спрацювання, який залежить від принципу дії БП та характеру тертя між елементами муфти при пробуксовуванні, мало впливає на величину пікових значень крутних моментів у приводі при спрацюванні КЗМ з БП (див. рис. 12, рис. 13).

Отже, введення до складу приводу КЗМ з БП істотно покращує його динамічні характеристики у перехідних, зокрема стопорному, режимах

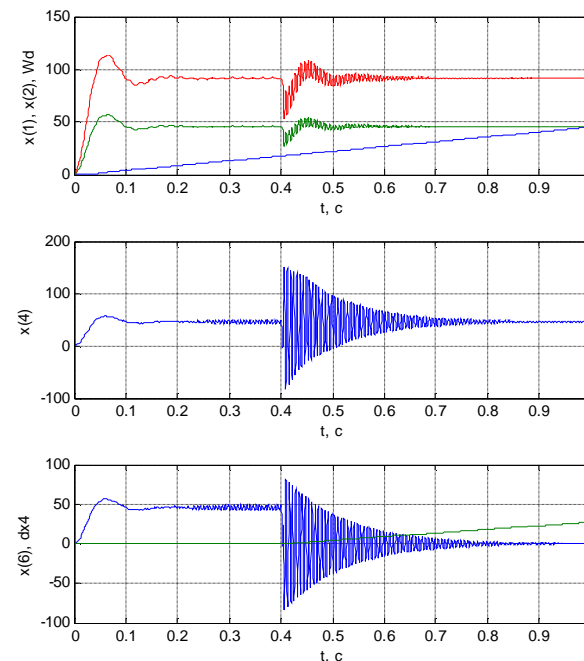


Рис. 10. Зміна з часом кута повороту $x(1)$ та кутової швидкості $x(2)$ маси J_1 , кутової швидкості ω_d ротора електродвигуна, кутової швидкості $x(4)$ маси J_2 , кутової швидкості $x(6)$ мас $J_{3,4}$ (c^{-1}) і $dx4$ – різниці кутів повороту півмуфт при пробуксовуванні

роботи. Такі муфти, порівняно з КЗМ без блокувальних пристроїв, не створюють при пробуксовуванні додаткових динамічних навантажень на ланки приводу, що сприяє його довговічності та надійності роботи. При проектуванні КЗМ з БП потрібно підбирати конструктивні параметри і масові характеристики БП так, щоб швидкодія муфт була максимальною.

Рис. 11. Зміна з часом пружних моментів T_{12} і T_{23} у валопровадах та моменту електродвигуна T_d , Н·м

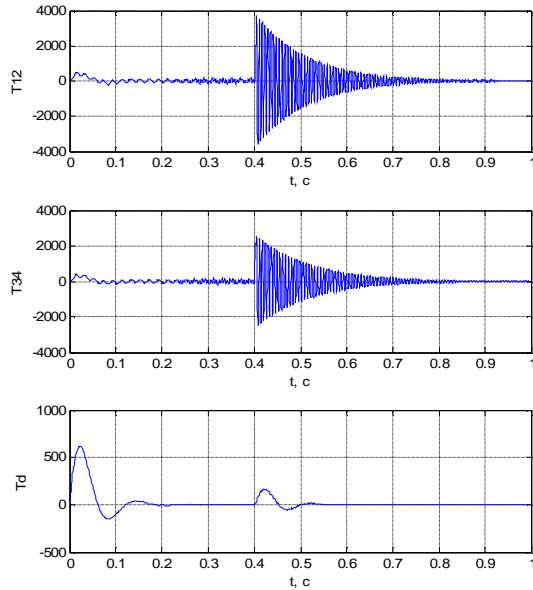
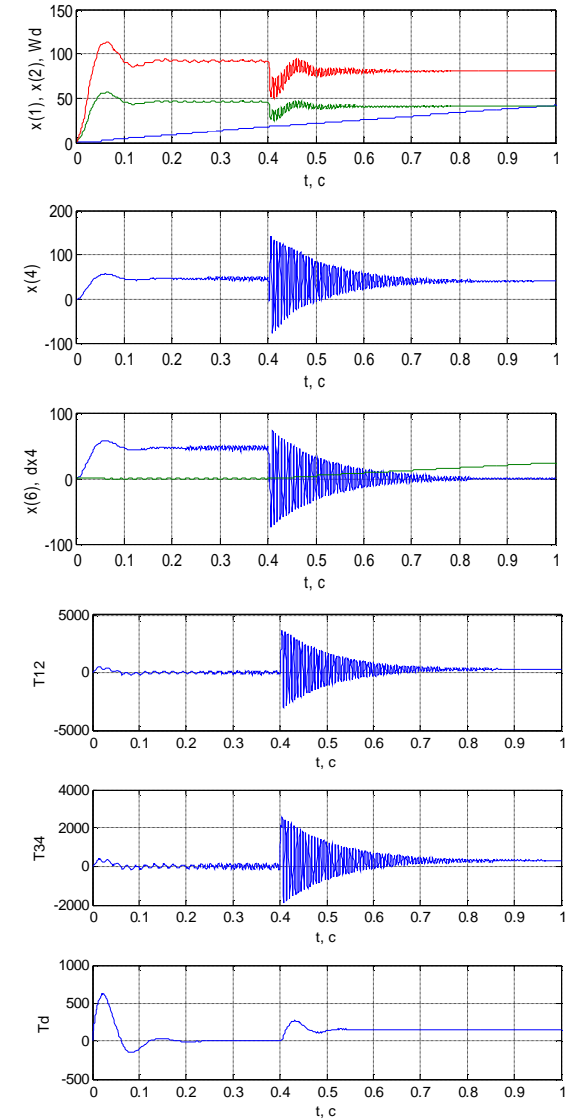


Рис. 12. Зміна з часом кута повороту $x(1)$ та кутової швидкості $x(2)$ маси J_1 , кутової швидкості W_d ротора електродвигуна, кутової швидкості $x(4)$ маси J_2 , кутової швидкості $x(6)$ мас $J_{3,4}$ (c^{-1}) і dx_4 – різниці кутів повороту півмуфт при пробуксовуванні запобіжної муфти, рад

Рис. 13. Зміна з часом пружних моментів T_{12} і T_{23} у валопровадах та моменту електродвигуна T_d , Н·м



Висновки. 1. Розроблена математична модель електро-механічного приводу із кульковою запобіжною муфтою з блокувальним пристроєм, яка описує його динаміку у перехідних режимах роботи.

2. Досліджено динаміку приводу без запобіжної муфти та із запобіжною муфтою у стопорному режимі роботи. В результаті з'ясовано, що зменшення тривалості спрацювання кулькової запобіжної муфти з блокувальним

пристроєм приводить до істотного (в 1,8 – 2,4 рази) зменшення динамічних навантажень на ланки приводу у стопорному режимі його роботи. Залишковий момент запобіжної муфти, обумовлений наявністю в її конструкції блокувального пристрою, практично не впливає на величину перевантажень у ланках приводу при спрацюванні запобіжної муфти.

3. Запобіжні муфти з блокувальними пристроями можна застосовувати для захисту від руйнування у високошвидкісних приводах, що розширює сферу їх використання в сучасних машинах і механізмах.

У подальшому доцільно дослідити вплив характеристики блокувального пристрою на перехідні процеси у ланках приводу з метою розроблення методики синтезу таких муфт на задані режими роботи приводу.

Список літератури: 1. Поляков В.С., Барбаи И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам / Под ред. В.С. Полякова. – Л.: Машиностроение, 1979. – 344 с. 2. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків. – Львів: Вид-во НУ „Львівська політехніка”, 2006. – 196 с. 3. Детали и механизмы роботов: Основы расчета, конструирование и технология производства / Р.С. Веселков, Т.Н. Гонтаровская, В.П. Гонтаровский и др.; Под ред. Б.Б. Самопкина. – К.: Вища шк., 1990. – 343 с. 4. Кіндрацький Б.И., Комаров М.С., Коржан А.И. Шариковая предохранительная муфта. А.с. № 1278517 Ф1 (СССР). F16D7/06. Заявл. 13.05.83. – Оpubл. 23.12.86. Бюл. №47. – 4 с. 5. Кіндрацький Б.И., Бурковський А.О., Шпак О.О. Кулькова запобіжна муфта / Патент Україна № 24775 від 10 липня 2007 р., Бюл. №10. – 2007 р. 6. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов. – Л.: Машиностроение, 1969. – 368 с.

Поступила в редколлегию 12.05.08

УДК 621. 825. 001. 24

Б. І. КІНДРАЦЬКИЙ, проф. каф. деталей машин, докт. техн. наук, проф.,
В. Т. ПАВЛИЩЕ, канд. техн. наук, проф., зав. каф. деталей машин,
Р. Я. ПРЕДКО, асп. каф. деталей машин, НУ „Львівська політехніка”

ПРО КОЛИВАННЯ САМОЗАТЯЖНОГО КІЛЬЦЯ В АВТОМАТИЧНО РЕГУЛЬОВАНІЙ ПАСОВІЙ ПЕРЕДАЧІ

Подана розрахункова модель автоматично регульованої пасової передачі з самозатяжним кільцем і визначені власні частоти коливань кільця.

Given calculation model of the automatically managed belt drive with the selfprotracted ring and certain own frequencies of vibrations of ring.

Автоматично регульована пасова передача з самозатяжним кільцем [3] забезпечує необхідний пружний натяг приводного паса залежно від корисного навантаження передачі. В такій пасовій передачі (рис. 1) ведучий шків складається з ролика 1, на якому розташовується самозатяжне кільце 2, що охоплюється разом з

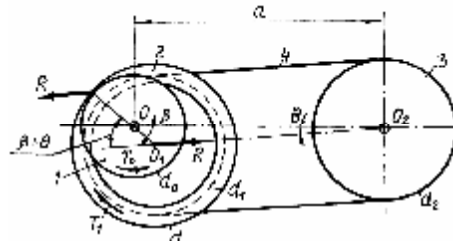


Рис. 1. Схема автоматично регульованої пасової передачі

веденим шківом 3 приводним пасом 4. Необхідний пружний натяг приводного паса здійснюється за рахунок дії на самозатяжне кільце реактивного моменту M_{np} , який рівний різниці крутних моментів T_1 і T_0 , що діють, відповідно, на самозатяжне кільце 2 і ролик 1. Під дією моменту M_{np} кільце 2, обкочуючись по ролику 1, здійснює додатковий пружний натяг приводного паса. При цьому положення самозатяжного кільця відносно ролика визначається кутом β . Якщо пасова передача не навантажена, то $\beta = 0$.

Спостереження за роботою експериментальної автоматично регульованої пасової передачі з самозатяжним кільцем виявили, що під час деяких режимів корисного навантаження передачі мають місце небажані коливання кільця навколо ролика. Такі коливання негативно впливають на роботу пасової передачі, оскільки порушують кінематику передачі і додатково навантажують приводний пас. Тому виникла потреба дослідити коливання самозатяжного кільця, яке знаходиться під дією сили пружного натягу приводного паса. Оскільки автоматично регульована пасова передача з самозатяжним кільцем є новою [2] та дослідження власних коливань самозатяжного кільця не проводилось, вони є новими і становлять як теоретичне, так і практичне зацікавлення.