

технологічних машин // *Машинознавство*. – 2005. – № 2. – С. 37–42. 3. Дівеєв Б.М. Оптимізація процесів віброзахисту на основі напівавтоматичного гасника коливань // *Вісн. Нац. ун-ту “Львівська політехніка”*. – 2005. – № 39. – С. 71–76. 4. Diveiev B. Rotating machine dynamics with application of variation-analytical methods for rotors calculation. *Proceedings of the XI Polish – Ukrainian Conference on “CAD in Machinery Design – Implementation and Education Problems.”*, Warsaw, June 2003. – P. 7–17. 5. Stotsko Z., Diveiev B., Sokil B., Topilnytskyu V. Устройства устранения вибрации технологических машин // *Manufacturing Engineering. Vyrobné Inzenierstvo*. – 2006. – Т. V, № 2. – С. 52–53. 6. Дівеєв Б.М. Інженерні проблеми оптимального проектування обприскувачів // *Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: Пр. I Міжнар. наук.-техн. конф. (DSR AM – I)*, 4–7 жовтня 2004 р. – Тернопіль: Терн. держ. техн. ун-т, 2004. – С. 451–457. 7. Дівеєв Б.М., Дорош І.А. Проблеми віброзахисту та динамічної стабілізації у штангових обприскувачах // *Вібрації в техніці та технологіях*. – Вінниця: ВДАУ, 2006. – № 1 (43). – С. 27–29. 8. Вікович І. А., Дівеєв Б. М. Конденсована модель поперечних коливань багатосекційної штанги обприскувача // *Вісн. Держ. ун-ту “Львівська політехніка”*. – 2001. – № 434. – С. 19–23. 9. Гацук П.М., Вікович І.А., Дівеєв Б.М. Застосування дискретно-континуальних розрахункових схем для визначення вібронпружень в механічних конструкціях // *Тр. Одеського політехн. ун-та*. – Одеса, 1999. – Вып. 2 (8). – С. 34–40.

УДК 621.825

Б.І. Кіндрацький, А.С. Бурковський

Національний університет “Львівська політехніка”,

кафедра деталей машин;

Львівський інститут Сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного

при Національному університеті “Львівська політехніка”,

кафедра ракетно-артилерійського озброєння

ДИНАМІКА ПРИВОДУ З ПРУЖНО-ЗАПОБІЖНОЮ МУФТОЮ У ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ

© Кіндрацький Б.І., Бурковський А.С., 2008

Наведено математичну модель приводу з жорсткою запобіжною та пружно-запобіжною муфтами в період пуску та раптового прикладання навантаження після розгону. Досліджено вплив параметрів муфт, приводу і режиму його роботи на динаміку в перехідних режимах функціонування. Обґрунтована доцільність і перспективність застосування пружно-запобіжних муфт для захисту елементів приводу, покращання його динамічних характеристик у перехідних режимах роботи.

The mathematical model of drive with a rigid overload release clutch and with an elastic overload release clutch is resulted. The influence of clutch structural parameters on drive dynamics in transient behaviors is working. Expedience of elastic overload release clutch application for protecting of drive members from destruction at an overload is substantiated.

Актуальність теми і огляд літератури. Запобіжні муфти з профільним замиканням, зокрема кулькові (КЗМ), широко застосовують і в приводах машин для захисту їх від руйнування під час перевантажень [1, 2, 9]. Такі муфти мають високу точність спрацювання, стабільність і надійність. Однак їм притаманні і деякі недоліки, зокрема, вони не володіють пружно-компенсаційними характеристиками і створюють під час пробуксовування додаткові динамічні навантаження, які можуть за певних умов перевищувати допустимі для ланок приводу [3, 5, 8]. Одним з можливих способів усунення цих недоліків є поєднання таких муфт з пружними муфтами, наприклад втулково-пальцевими або торовими [1]. Це ускладнює

конструкцію приводу і збільшує зведену масу півмуфт, що, за однакових інших умов, призводить до збільшення величини ударного імпульсу, який виникає від удару півмуфт у момент замикання з кульками у разі пробуксовування, а, отже, до динамічного перевантаження ланок приводу [5]. Тому пошук можливих способів підвищення пружно-компенсаційних властивостей КЗМ і зменшення їхньої віброактивності під час пробуксовування є актуальним і має практичне значення.

Головною причиною високої віброактивності КЗМ з профільним замиканням під час пробуксовування є ударні явища, що виникають у момент замикання муфти у разі попадання кульок у лунки на одній з півмуфт. Величина ударного імпульсу, який при цьому виникає, залежить від маси кульок і півмуфт [3]. Правильний підбір величини мас, що вдаряються між собою, може істотно зменшити величину ударного імпульсу, а, отже, величину динамічних навантажень на ланки приводу під час пробуксовування КЗМ. Інші способи зменшення величини ударного імпульсу під час пробуксовування КЗМ [1, 2, 7] істотно ускладнюють конструкцію муфти, потребують точного налаштування на режим роботи приводу тощо. У разі зміни цього режиму вони втрачають свої властивості.

Мета статті – розробити математичну модель приводу з кульковою пружно-запобіжною муфтою з профільним замиканням і дослідити її вплив на динаміку приводу у перехідних режимах його роботи.

Постановка задачі. З метою аналізу впливу пружно-запобіжної муфти на динамічні процеси у приводі розглянемо його роботу з жорсткою кульковою запобіжною муфтою і з кульковою пружно-запобіжною муфтою у період пуску та раптового прикладання корисного навантаження після розгону.

Математична модель приводу з жорсткою запобіжною муфтою. Для дослідження динаміки приводу з жорсткою запобіжною муфтою в перехідних режимах роботи подамо його динамічну модель у вигляді тримасної пружно-коливальної системи із зосередженими масами і невагомими пружними ланками (рис. 1). На рисунку позначено: J_1, J_2, J_3, J_4 – зведені до місця встановлення муфти моменти інерції відповідно ротора двигуна, ведучої півмуфти, веденої півмуфти і робочого органа; 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.

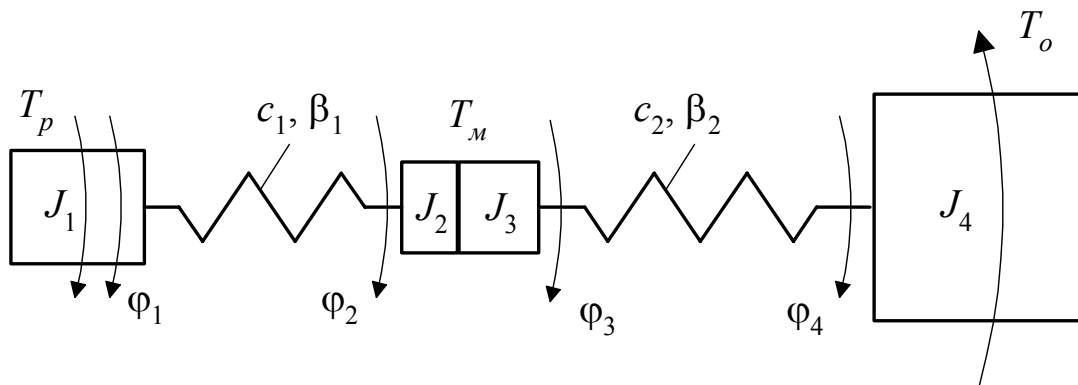


Рис. 1. Динамічна модель приводу з жорсткою запобіжною муфтою

Рівняння руху такої моделі мають вигляд [4]

$$\left. \begin{aligned} J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} &= T_p - c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) - \beta_1 \left(\frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_2}{dt} \right); \\ (J_2 + J_3) \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} &= c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) + \beta_1 \left(\frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_2}{dt} \right) - c_2 (\varphi_2 - \varphi_4) - \beta_2 \left(\frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_4}{dt} \right); \\ J_4 \frac{d^2 \varphi_4}{dt^2} &= c_2 (\varphi_2 - \varphi_4) + \beta_2 \left(\frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_4}{dt} \right) - T_o \text{sign} \frac{d\varphi_4}{dt}. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Динамічну характеристику двигуна подамо у вигляді такого диференціального рівняння [10]:

$$\frac{dT_p}{dt} + T_p \frac{1}{\tau_d} + \frac{J_d}{\tau_m \tau_d} \frac{d\varphi_1}{dt} = \frac{1}{v \tau_d}, \quad (2)$$

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

Диференціальні рівняння (1) і (2) утворюють математичну модель приводу з жорсткою запобіжною муфтою.

Динаміка приводу з жорсткою запобіжною муфтою у період пуску. Результати моделювання перехідних процесів у приводі з параметрами: $J_1 = J_d \cdot u^2$, 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, $T_d = 0,0214$, $T_m = 0,01$, $v = 7,97 \cdot 10^{-4}$, $N = 7$ кВт, $\omega_c = 157$ с⁻¹, в період пуску показані на рис. 2, 3. Дослідження виконували за нульових початкових умов та інерційного навантаження, тобто при $T_o = 0$.

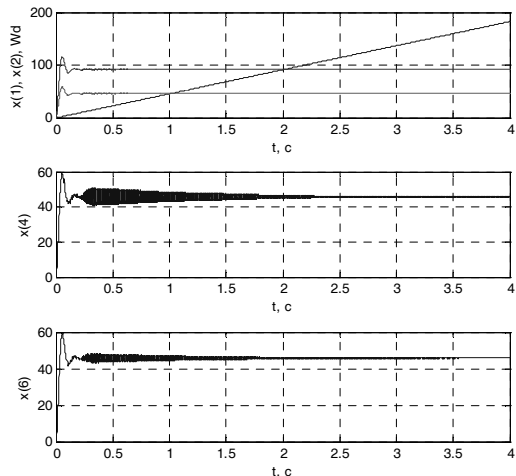


Рис. 2. Зміна з часом кута повороту $x(1)$ та кутової швидкості $x(2)$ маси J_1 і кутової швидкості Wd ротора електродвигуна

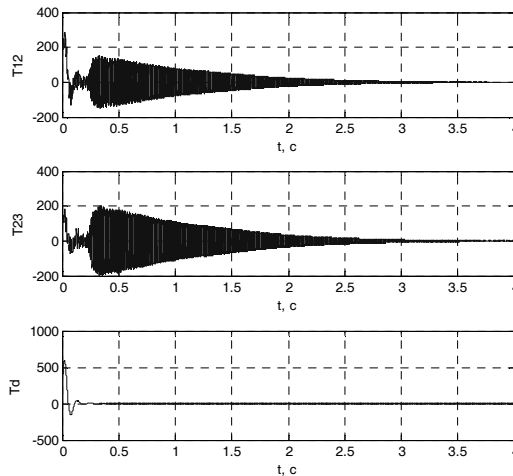


Рис. 3. Зміна з часом пружних моментів $T12$ і $T23$ у валопроводах та моменту електродвигуна Td

З графіків (рис. 2) зрозуміло, що кутова швидкість ротора електромотора і зведеної маси J_1 стабілізуються фактично миттєво (приблизно за 0,025 с), досягнувши відповідно значень 98 та 49 с⁻¹. Стабілізація кутової швидкості обертання мас J_2 та J_3 триває значно довше – понад 2, 25 с. Крутий момент двигуна (рис. 3) у момент пуску зростає до 600 Н·м і приблизно через 0,2 с спадає нуля, що свідчить про досягнення ротором електромотора усталеного руху. Пружний момент у валопроводах ведучої та веденої частин приводу у момент пуску різко зростає відповідно до 280 і 190 Н·м, протягом 0,25 с інтенсивно зменшується, а після цього – зростає приблизно до 200 Н·м і змен-

шується до нуля протягом 3,5 с. У разі номінального моменту $T_m = 50$ Н·м, на який відрегульована запобіжна муфта, таке тривале перевищення цього значення пружним моментом у валопроводах призводить до пробуксовування кулькової запобіжної муфти, а, отже, збільшення тривалості виходу приводу на номінальний режим роботи і перевантаження його ланок.

З наведеного вище випливає, що для забезпечення ефективного розгону приводу і усунення можливості пробуксовування запобіжної муфти потрібно забезпечити такий режим пуску, щоб пружний момент у валопроводах не перевищував номінального моменту, на який відрегульована запобіжна муфта. Цього, на наш погляд, можна добитися введенням додаткових нелінійних пружних елементів у конструкцію муфти. У такому випадку динамічну модель приводу з пружно-запобіжною муфтою необхідно подати у вигляді шестимасної пружно-коливної системи, зображеної на рис. 4.

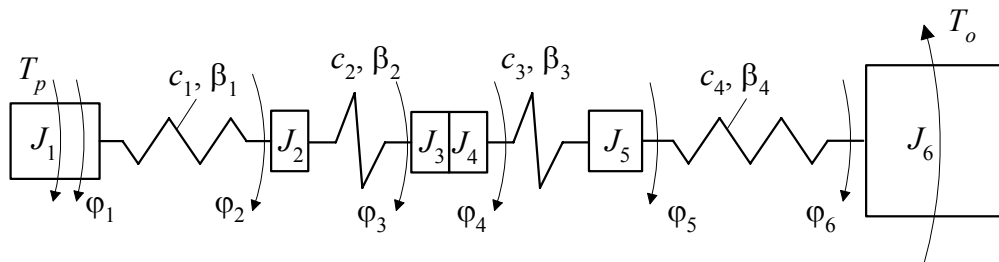


Рис. 4. Динамічна модель приводу з пружно-запобіжною муфтою

Математична модель приводу з пружно-запобіжною муфтою. На відміну від наведеного вище, вважатимемо, що ведуча і ведена півмуфти складаються з двох частин, відокремлених одна від одної пружними елементами з нелінійною характеристикою. У такому разі динамічну модель приводу з пружно-запобіжною муфтою подамо у вигляді шестимасної пружно-коливної системи (рис. 4). На рисунку позначено: J_1, J_2, J_5, J_6 – зведені до місця встановлення муфти моменти інерції відповідно ротора двигуна, ведучої півмуфти, веденої півмуфти і робочого органа; J_3, J_4 – моменти інерції проміжних мас ведучої і веденої півмуфт, відокремлених пружними елементами; T_p – рушійний момент двигуна; T_o – момент технологічного опору; c_1, c_4 – зведені жорсткості ланок приводу відповідно між ротором двигуна і ведучою півмуфтою, веденою півмуфтою і робочим органом машини; β_1, β_4 – зведені коефіцієнти дисипації енергії у ланках приводу відповідно між ротором двигуна і ведучою півмуфтою, веденою півмуфтою і робочим органом машини; c_2, c_3 – жорсткості пружних елементів відповідно між ведучою півмуфтою і проміжною масою та між проміжною масою і веденою півмуфтою; $\phi_1, \phi_2, \phi_3, \phi_4, \phi_5, \phi_6$ – узагальнені координати (кути повороту відповідних мас моделі).

Рівняння руху мас приводу отримаємо з рівняння Лагранжа другого роду

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} + \frac{\partial \Pi}{\partial q} + \frac{\partial \Phi}{\partial q} = Q_j, \quad j=1,6, \quad (1)$$

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

Беручи за узагальнені координати кути повороту мас приводу (див. рис. 1) $q_1 = \phi_1$, $q_2 = \phi_2 \equiv \phi_3$, $q_4 = \phi_4$, $q_5 = \phi_5$, $q_6 = \phi_6$ подамо кінетичну енергію системи в такому вигляді:

$$T = \frac{J_1 \omega_1^2}{2} + \frac{J_2 \omega_2^2}{2} + \frac{(J_3 + J_4) \omega_3^2}{2} + \frac{J_5 \omega_5^2}{2} + \frac{J_6 \omega_6^2}{2}, \quad (2)$$

де $\omega_1 = \frac{d\phi_1}{dt}$; $\omega_6 = \frac{d\phi_6}{dt}$ – відповідно зведені до місця встановлення запобіжної муфти кутові

швидкості обертання ротора електромотора і веденої ланки приводу, $\omega_2 = \frac{d\phi_2}{dt}$ – кутова швидкість

обертання ведучої півмуфти; $\omega_3 \equiv \omega_4 = \frac{d\varphi_3}{dt}$ – кутова швидкість обертання проміжних ланок муфти у замкненому стані муфти; $\omega_5 = \frac{d\varphi_5}{dt}$ – кутова швидкість обертання веденої півмуфти.

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

$$\begin{aligned} \Pi &= \frac{c_1(\varphi_1 - \varphi_2)^2}{2} + \frac{c_2(\varphi_2 - \varphi_3)^2}{2} + \frac{c_3(\varphi_4 - \varphi_5)^2}{2} + \frac{c_4(\varphi_5 - \varphi_6)^2}{2}; \\ \Phi &= \frac{\beta_1(\omega_1 - \omega_2)^2}{2} + \frac{\beta_2(\omega_2 - \omega_3)^2}{2} + \frac{\beta_3(\omega_4 - \omega_5)^2}{2} + \frac{\beta_4(\omega_5 - \omega_6)^2}{2}. \end{aligned} \quad (3)$$

У перехідних режимах роботи приводу (крім стопорного) КЗМ 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:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \frac{d^2\varphi_1}{dt^2} &= T_p - c_1(\varphi_1 - \varphi_2) - \beta_1 \left(\frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_2}{dt} \right); \\ J_2 \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} &= c_1(\varphi_1 - \varphi_2) + \beta_1 \left(\frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_2}{dt} \right) - c_2(\varphi_2 - \varphi_3) - \beta_2 \left(\frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt} \right); \\ (J_3 + J_4) \frac{d^2\varphi_3}{dt^2} &= c_2(\varphi_2 - \varphi_3) + \beta_2 \left(\frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt} \right) - c_3(\varphi_3 - \varphi_5) - \beta_3 \left(\frac{d\varphi_3}{dt} - \frac{d\varphi_5}{dt} \right); \\ J_5 \frac{d^2\varphi_5}{dt^2} &= c_3(\varphi_3 - \varphi_5) + \beta_3 \left(\frac{d\varphi_3}{dt} - \frac{d\varphi_5}{dt} \right) - c_4(\varphi_5 - \varphi_6) - \beta_4 \left(\frac{d\varphi_5}{dt} - \frac{d\varphi_6}{dt} \right); \\ J_6 \frac{d^2\varphi_6}{dt^2} &= c_4(\varphi_5 - \varphi_6) + \beta_4 \left(\frac{d\varphi_5}{dt} - \frac{d\varphi_6}{dt} \right) - T_o \operatorname{sign} \frac{d\varphi_6}{dt}. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Динамічну характеристику двигуна опишемо рівнянням (2). Зведені жорсткості валопроводів c_1 і c_4 вважатимемо сталими і лінійними. Жорсткості пружних елементів вважатимемо нелінійними, виготовленими з еластомера і встановленими між півмуфтами та проміжними масами із зазором δ . Пружну характеристику цих елементів подамо у вигляді

$$F(\varphi) = \frac{2c\delta}{\pi} \operatorname{tg} \frac{\pi}{2\delta} \varphi, \quad (6)$$

де c – жорсткість пружного елемента муфти (c_2 або c_3); φ – відносний кут повороту півмуфти і проміжної ланки, $(\varphi_2 - \varphi_3)$ або $(\varphi_4 - \varphi_5)$.

Рівняння (4) – (6) є математичною моделлю приводу з пружно-запобіжною муфтою.

Динаміка приводу з пружно-запобіжною муфтою у період пуску. Результати моделювання перехідних процесів у приводі з параметрами: $J_2 = 0,03 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $J_3 = 0,001 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $J_4 = 0,0015 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $J_5 = 0,03 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $J_6 = 0,08 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $c_1 = c_4 = 30000 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $c_2 = c_3 = 5000 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $\beta_1 = \beta_2 = \beta_3 = \beta_4 = 0,5 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}$ та електромотором АО 52-4, для якого $\tau_d = 0,0214$, $\tau_m = 0,01$, $v = 7,97 \cdot 10^{-4}$, $N = 7 \text{ кВт}$, $\omega_c = 157 \text{ с}^{-1}$, в період пуску показані на рис. 5–8. Дослідження виконували за нульових початкових умов та інерційного навантаження.

З наведених графіків бачимо, що кутова швидкість зведених мас приводу стабілізується дуже швидко, приблизно за 0,15 с. Пружні моменти T_{23} і T_{35} в нелінійних пружних елементах муфти під час пуску не перевищують номінальний момент, на який відрегульована запобіжна муфта – 50 Н·м. Миттєве перевищення номінального моменту на початку пуску, внаслідок інерційності спрацювання запобіжної муфти, не призводить до її пробуксовування, що сприяє плавності розгону і виходу приводу на номінальний режим роботи.

Пружний момент T_{56} у валопроводах веденої частини приводу (рис. 8) різко зростає у момент пуску електродвигуна (до 280 Н·м), що сумірно з аналогічним моментом у приводі з жорсткою запобіжною муфтою (див. рис. 3), але в подальшому швидко зменшується до 48–42 Н·м, що свідчить про вихід приводу на усталений режим роботи.

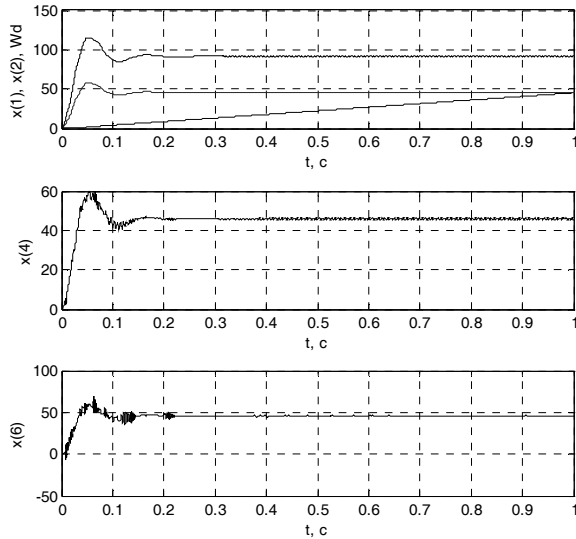


Рис. 5. Зміна з часом кута повороту $x(1)$ та кутової швидкості $x(2)$ маси J_1 , кутової швидкості Wd ротора електродвигуна, кутової швидкості $x(4)$ мас J_2 і кутової швидкості $x(6)$ мас $J_{3,4}$

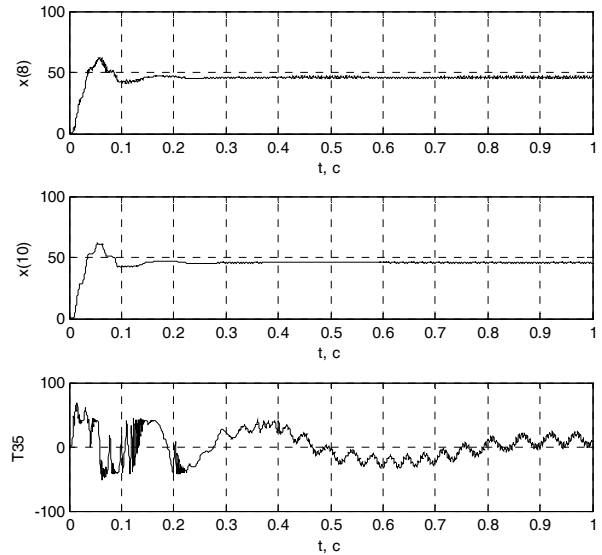


Рис. 6. Зміна з часом кута кутової швидкості $x(8)$ маси J_4 , кутової швидкості $x(10)$ маси J_6 і пружного моменту T_{35}

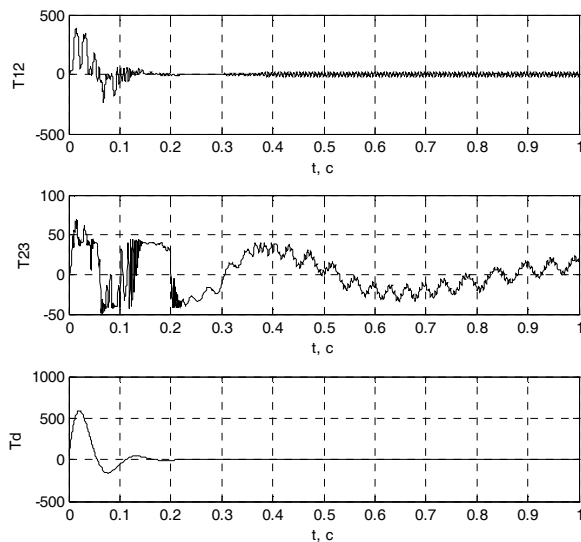


Рис. 7. Зміна з часом пружних моментів T_{12} і T_{23} у валопроводах та моменту електродвигуна T_d

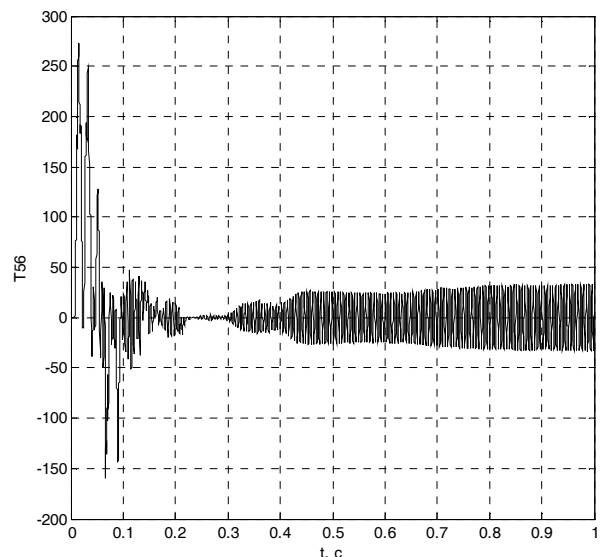


Рис. 8. Зміна з часом пружного моменту T_{56}

Динаміка приводу з пружно-запобіжною муфтою у період накидання навантаження після розгону приводу. На рис. 9–20 показано результати моделювання динаміки приводу з аналогічними параметрами за умови раптового накидання навантаження $T_0=50, 250$ і 500 Н·м.

З рис. 9–12 бачимо, що після виходу приводу на усталений режим роботи, в момент прикладання навантаження $t = 0,4$ с, відбувається раптовий стрибок пружних моментів у валопроводах ведучої і веденої частин приводу. Зміна кутових швидкостей зведених мас приводу J_2, J_3+J_4, J_5, J_6 має коливний характер з тенденцією до зростання з часом, що свідчить про тривалий перехідний режим роботи приводу. Фактично за усталеного руху ротора електродвигуна (див. рис. 9 та 11) пружні моменти в ланках приводу зростають з часом (див. рис. 10–12) і значно перевищують аналогічні значення в період пуску двигуна. Наведені результати моделювання засвідчують, що за певних умов навантаження і співвідношення пружно-інерційних параметрів приводу в системі можуть виникати резонансні явища, а, отже, недопустиме збільшення навантажень на ланки приводу та непередбаченого спрацювання пружно-запобіжної муфти.

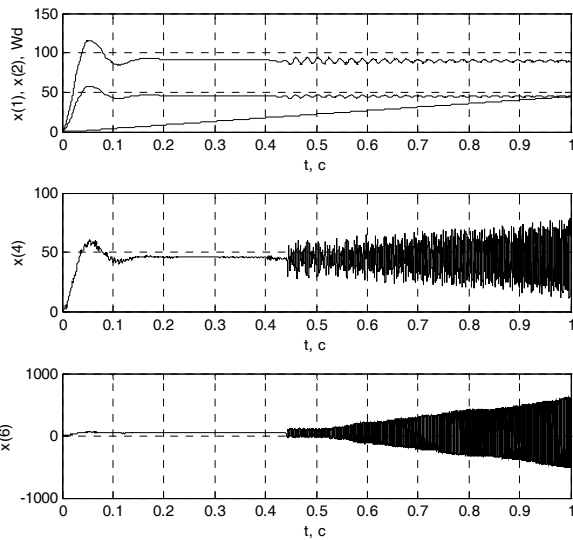


Рис. 9. Зміна з часом кута повороту $x(1)$ та кутової швидкості $x(2)$ маси J_1 , кутової швидкості ω_d ротора електродвигуна, кутової швидкості $x(4)$ мас J_2 і кутової швидкості $x(6)$ мас $J_{3,4}$

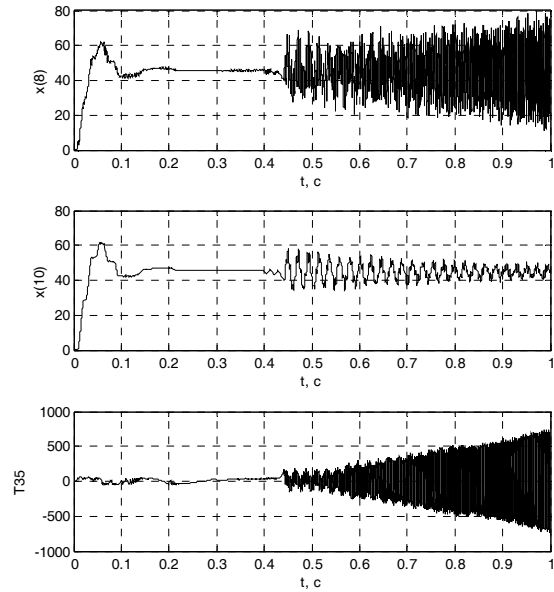


Рис. 10. Зміна з часом кута кутової швидкості $x(6)$ маси J_4 , кутової швидкості $x(10)$ маси J_6 і пружного моменту T_{35}

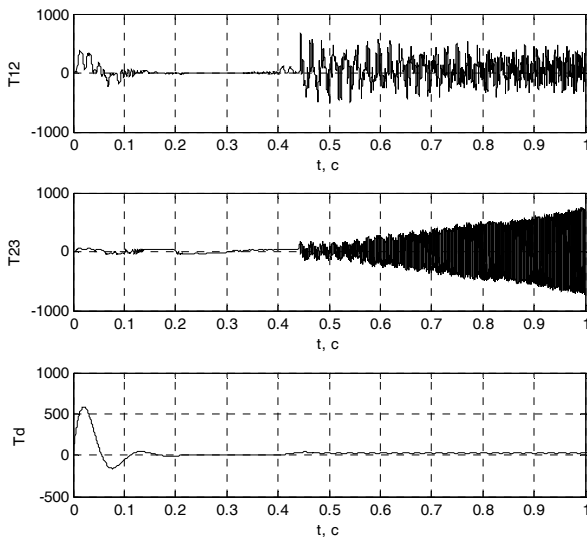


Рис. 11. Зміна з часом пружних моментів T_{12} і T_{23} у валопроводах та моменту електродвигуна T_d

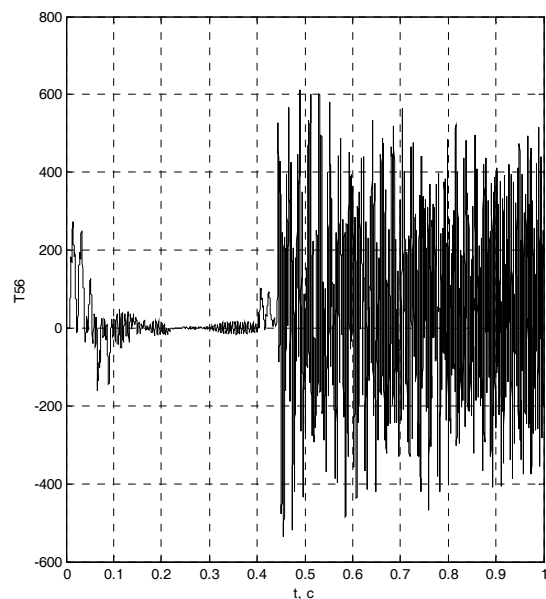


Рис. 12. Зміна з часом пружного моменту T_{56}

Зі збільшенням корисного навантаження, моменту опору T_o , прикладеного раптово до веденої ланки приводу, характер перебігу перехідних процесів у валопроводах змінюється: кутові швидкості зведених мас приводу J_2, J_3+J_4, J_5, J_6 швидко стабілізуються і набувають усталених значень (див. рис. 13–14); пружні моменти у валопроводах зростають неістотно порівняно з режимом пуску (див. рис. 15–16), пружний момент у веденій частині приводу швидко стабілізується і прямує до значення моменту корисного навантаження $T_o = 250$ Н·м.

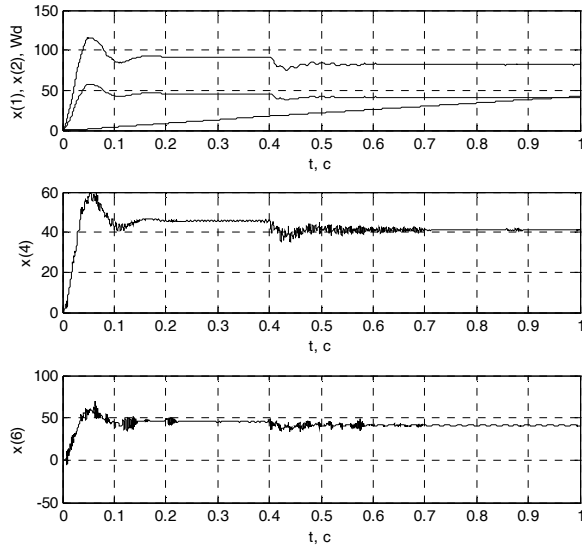


Рис. 13. Зміна з часом кута повороту $x(1)$ та кутової швидкості $x(2)$ маси J_1 , кутової швидкості Wd ротора електродвигуна, кутової швидкості $x(4)$ мас J_2 і кутової швидкості $x(6)$ мас $J_{3,4}$

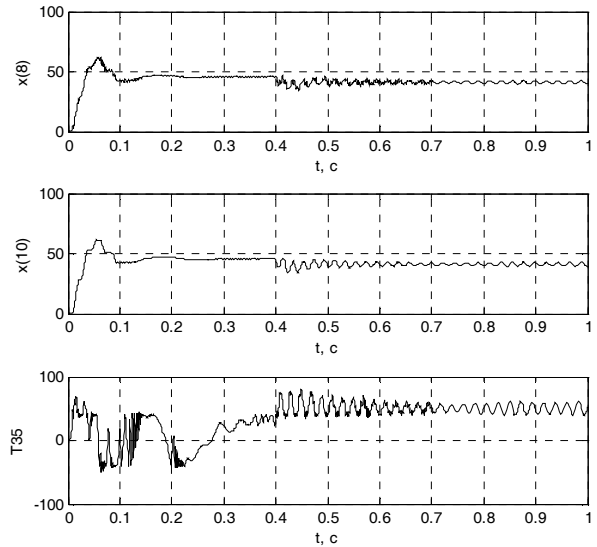


Рис. 14. Зміна з часом кута кутової швидкості $x(6)$ маси J_4 , кутової швидкості $x(10)$ маси J_6 і пружного моменту T_{35}

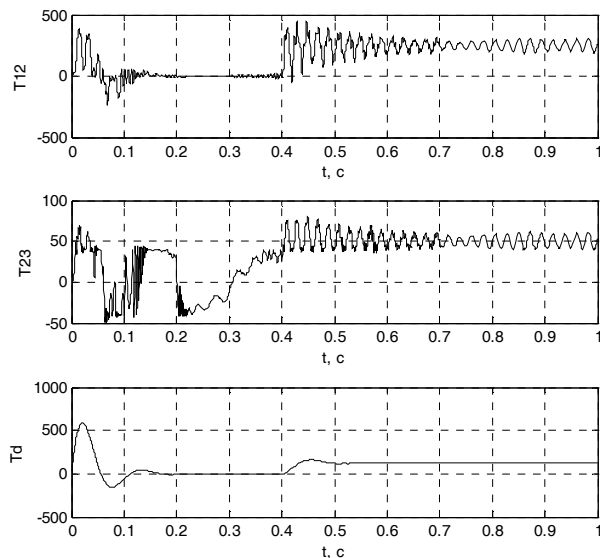


Рис. 15. Зміна з часом пружних моментів T_{12} і T_{23} у валопроводах та моменту електродвигуна T_d

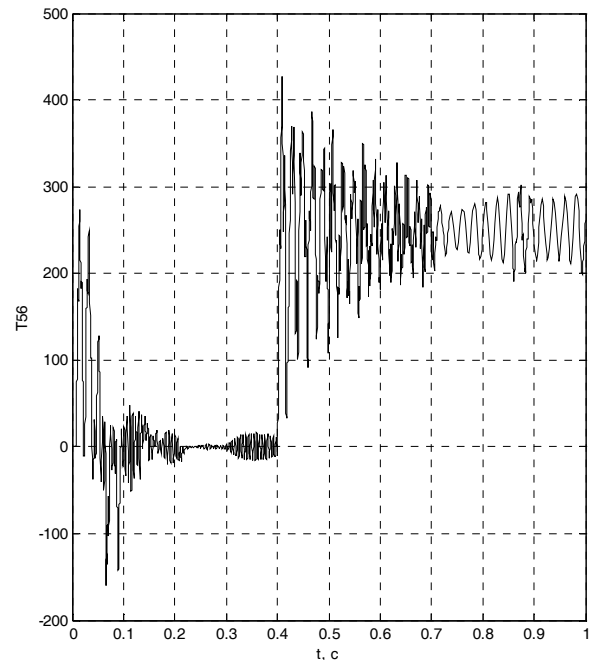


Рис. 16. Зміна з часом пружного моменту T_{56}

При $T_o = 500$ Н·м (див. рис. 17–20) режим роботи приводу теж має тенденцію до швидкої стабілізації кутових швидкостей зведених мас приводу і пружних моментів у валопроводах.

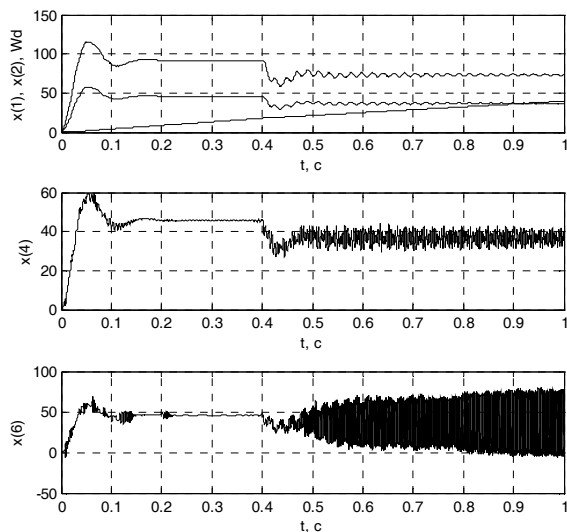


Рис. 17. Зміна з часом кута повороту $x(1)$ та кутової швидкості $x(2)$ маси J_1 , кутової швидкості Wd ротора електродвигуна, кутової швидкості $x(4)$ мас J_2 і кутової швидкості $x(6)$ мас $J_{3,4}$

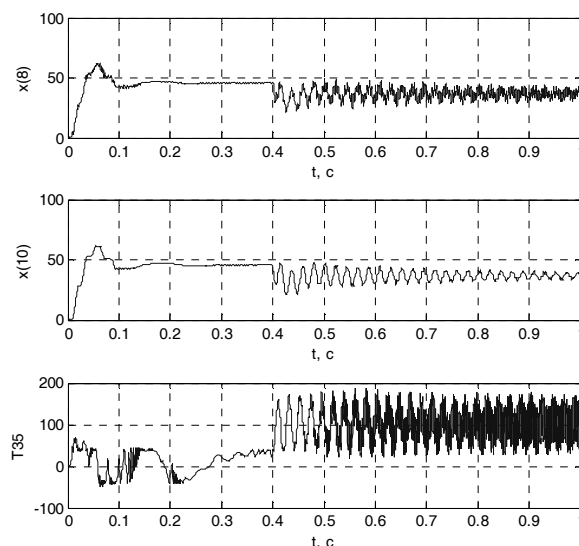


Рис. 18. Зміна з часом кута кутової швидкості $x(6)$ маси J_4 , кутової швидкості $x(10)$ маси J_6 і пружного моменту T_{35}

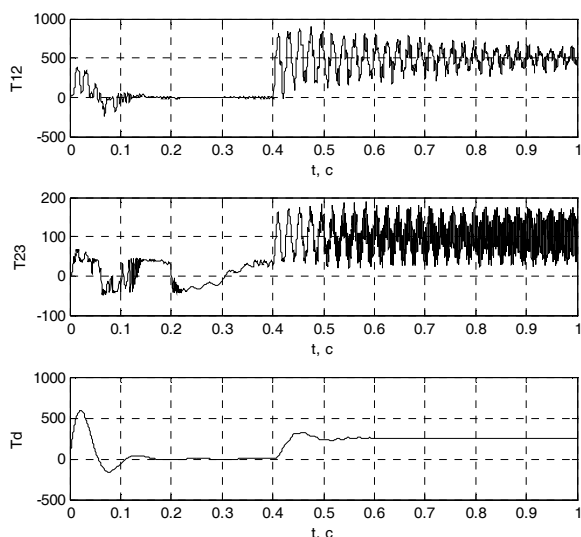


Рис. 19. Зміна з часом пружних моментів T_{12} і T_{23} у валопроводах та моменту електродвигуна T_d

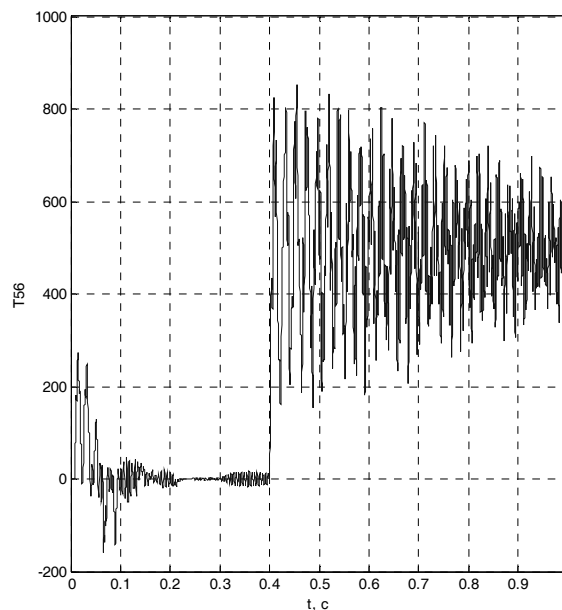


Рис. 20. Зміна з часом пружного моменту T_{56}

Аналіз та обговорення результатів моделювання. З метою оцінки ефективності застосування пружно-запобіжної муфти в електромеханічних приводах порівняємо отримані вище результати з результатами моделювання динаміки приводу, поданого у вигляді двомасної пружно-коливної системи без муфти, з еквівалентними параметрами та характеристикою електродвигуна при пуску без навантаження і раптовому прикладанні моменту опору $T_o=50, 250$ і 500 Н·м після $t = 0,4$ с. Результати комп'ютерного моделювання показані у вигляді графіків на рис. 21–26.

З графіків очевидно, що у приводі баз пружно-запобіжної муфти спостерігається істотне тривале коливання кутової швидкості веденої маси (див. рис. 21, 23, 25), а пружний момент у валопроводі після прикладання корисного навантаження значно перевищує аналогічний пружний момент під час пуску. Повільне загасання амплітуди коливань кутової швидкості та пружного моменту свідчить про ефективність застосування пружно-запобіжної муфти для захисту елементів електромеханічного приводу від перевантаження у перехідних режимах його роботи.

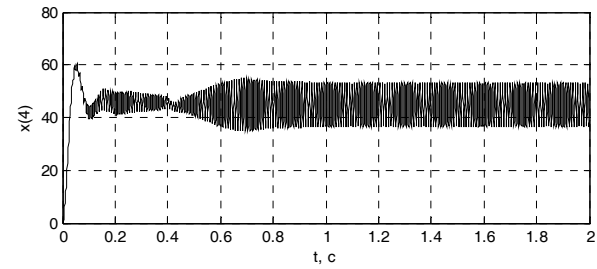
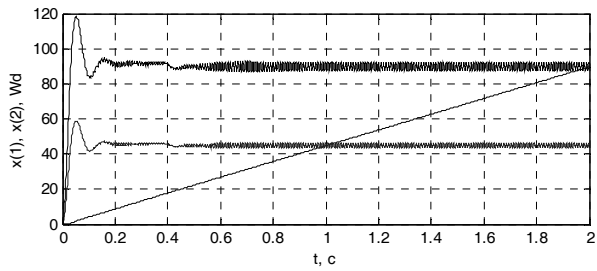


Рис. 21. Зміна з часом кута повороту $x(1)$ та кутової швидкості $x(2)$ маси J_1 , кутової швидкості Wd ротора електродвигуна та кутової швидкості $x(4)$ мас J_2

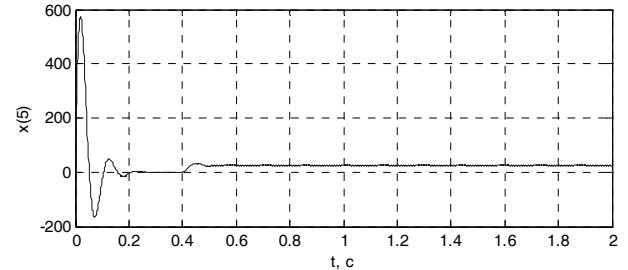
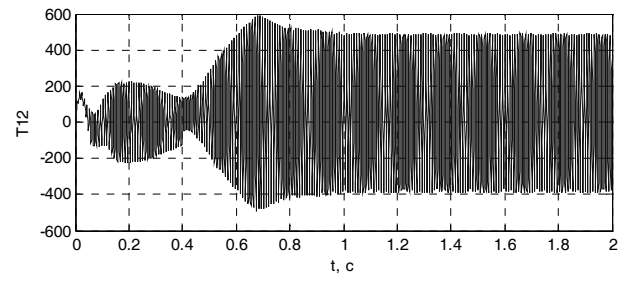


Рис. 22. Зміна з часом пружних моментів $T12$ у валопровадах та моменту електродвигуна $x(5)$

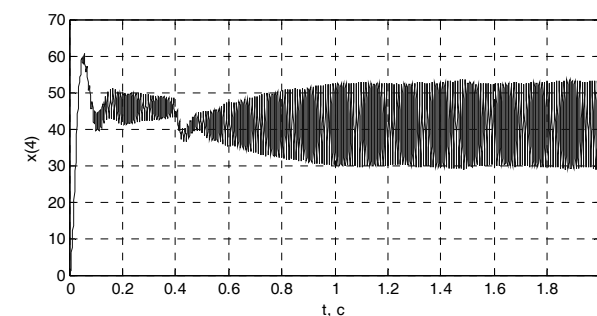
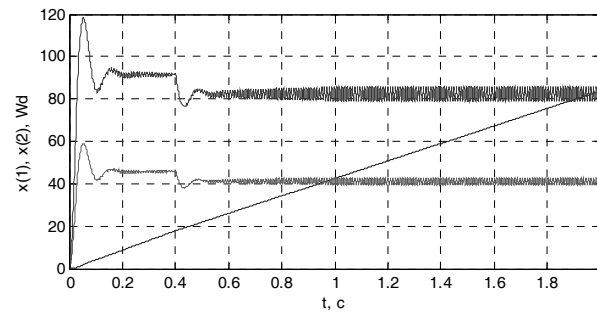


Рис. 23. Зміна з часом кута повороту $x(1)$ та кутової швидкості $x(2)$ маси J_1 , кутової швидкості Wd ротора електродвигуна та кутової швидкості $x(4)$ мас J_2

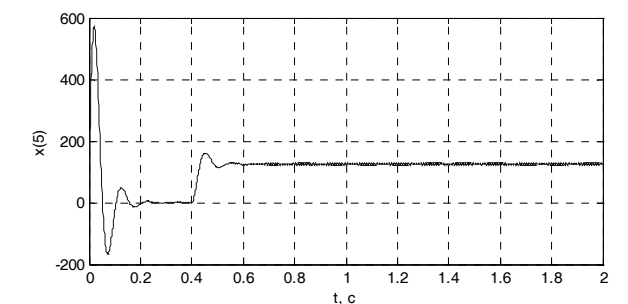
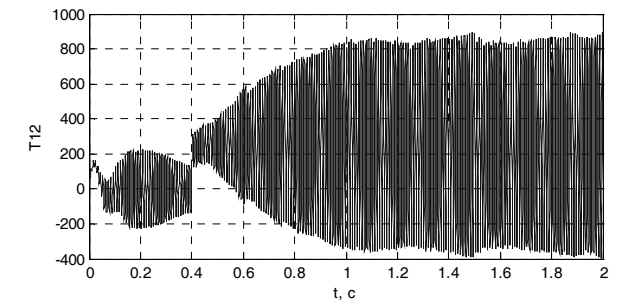


Рис. 24. Зміна з часом пружних моментів $T12$ у валопровадах та моменту електродвигуна $x(5)$

Аналізуючи результати дослідження динаміки приводу з пружно-запобіжною муфтою у перехідних режимах роботи загалом, бачимо, що проектуючи таку муфту на заданий крутний момент, потрібно враховувати пружно-інерційні параметри приводу загалом і режими його роботи. У разі невдалого вибору конструктивних параметрів і характеристики нелінійних пружних елементів муфти вона може стати причиною збільшення динамічних навантажень на ланки приводу і погіршення його динамічних характеристик у перехідних режимах роботи (див. рис. 9–12).

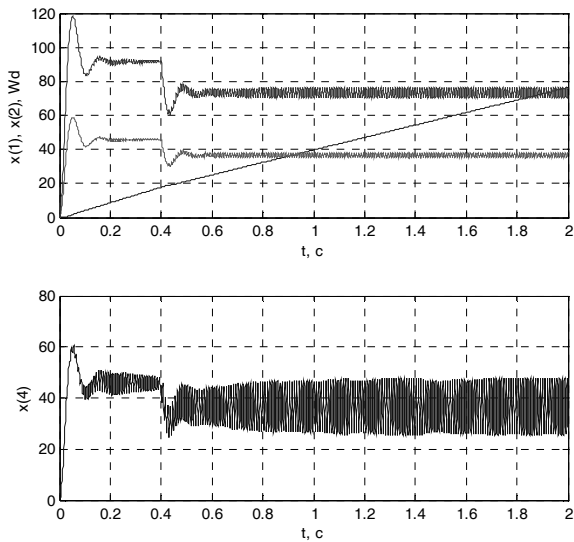


Рис. 25. Зміна з часом кута повороту $x(1)$ та кутової швидкості $x(2)$ маси J_1 , кутової швидкості Wd ротора електродвигуна та кутової швидкості $x(4)$ мас J_2

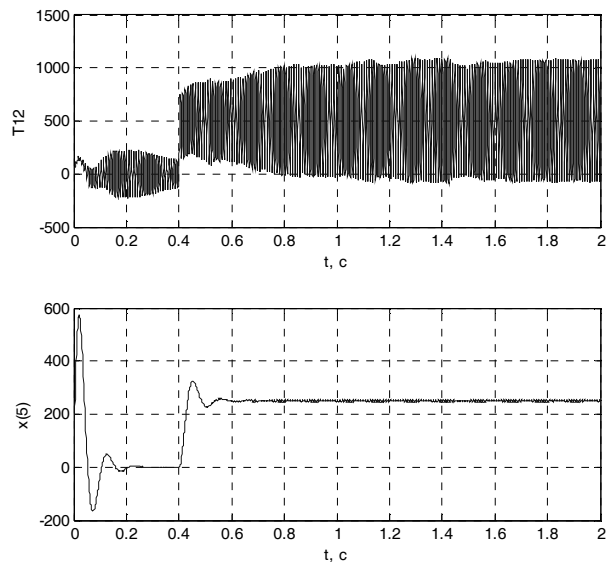


Рис. 26. Зміна з часом пружних моментів T_{12} у валопровадах та моменту електродвигуна $x(5)$

Висновки. 1. Розроблені математичні моделі електромеханічного приводу з жорсткою запобіжною муфтою та пружно-запобіжною муфтою, побудовані на основі три- та шестимасної динамічних моделей, які враховують параметри приводу, муфти, динамічну характеристику електродвигуна і характер зміни корисного навантаження на ведену ланку приводу.

2. З використанням розроблених математичних моделей здійснено комп'ютерне моделювання динаміки електромеханічного приводу з жорсткою та пружно-запобіжною муфтами в перехідних режимах роботи приводу – пуску при інерційному навантаженні та при накиданні корисного навантаження після його розгону.

3. З'ясовано, що пружно-запобіжна муфта за правильного вибору конструктивних, жорсткісних та інерційних параметрів покращує роботу приводу в перехідних режимах роботи.

4. Синтез пружно-запобіжної муфти необхідно виконувати з урахуванням пружно-інерційних параметрів приводу та режимів його навантаження, що потребує розроблення відповідної методики їх динамічного синтезу.

Надалі доцільно дослідити стопорний режим роботи приводу і з'ясувати, як проміжні маси пружно-запобіжної муфти впливають на її віброактивність під час пробуксовування. Це дасть можливість розробити рекомендації щодо зміни конструкції таких муфт і розширення сфери їхнього застосування у швидкісних приводах машин.

1. Поляков В.С., Барбаши И.Д., Ряховский О.А. *Справочник по муфтам* / Под ред. В.С. Полякова. – 2-е изд., испр. и доп. – Л.: Машиностроение, 1979. – 344 с. 2. Малащенко В.О. *Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків: Навч. посібник.* – Львів: Вид-во Нац. ун-ту “Львівська політехніка”, 2006. – 196 с. 3. Кіндрацький Б.І., Бурковський А.О. Шпак О.О. Дослідження ударної взаємодії півмуфт при пробуксовуванні запобіжних муфт з профільним замиканням // *Машинознавство.* – 2005. – № 11–12 (111–112). – С. 30–38. 4. Кіндрацький Б.І., Бурковський А.О. Вплив тертя між півмуфтами на динаміку приводу з кільковою запобіжною муфтою у стопорному режимі роботи // *Машинознавство.* – 2006. – № 9–10 (111–112). – С. 38–42. 5. Гладько Ю., Буряк М. Особливості розрахунку низькодинамічної кульково-кулачкової запобіжної муфти // *Вісн. ТДТУ.* – 2002. – № 2. – С. 55–60. 6. Пат. 24775 Україна. Кулькова запобіжна муфта / Б.І. Кіндрацький, А.О. Бурковський, О.О. Шпак. Опубл. 10.07.2007, Бюл. № 10. 7. А. с. 985504 СССР, МКИ F 16 D 7/06. Шариковая предохранительная муфта / Б.И. Киндрацкий. – № 3288323/25-27; Заявл. 18.05.81; Опубл. 30.12.82, Бюл. № 48. – 4 с. 8. Гевко Р., Стухляк П., Буряк М. Силовий розрахунок кулькової запобіжної муфти з радіальними елементами зачеплення // *Вісн.*

ТДТУ. – 2004. – № 1. – С. 26–33. 9. Нагорняк С.Г., Луцив И.В. Предохранительные механизмы металлообрабатывающего оборудования: Справочник. – К.: Техніка, 1992. – 72 с. 10. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов. – Л.: Машиностроение, 1969. – 368 с.

УДК 621.001.2:519168

Б.І. Кіндрацький, О.О. Шпак

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра деталей машин;
Львівський інститут Сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного
при Національному університеті “Львівська політехніка”,
кафедра автомобільної техніки

АЛГОРИТМ І ОПТИМІЗАЦІЙНА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ БАГАТОКРИТЕРІАЛЬНОГО СТРУКТУРНО-ПАРАМЕТРИЧНОГО СИНТЕЗУ ЗАПОБІЖНИХ МУФТ

© Кіндрацький Б.І., Шпак О.О., 2008

Розроблено алгоритм і оптимізаційну математичну модель багатокритеріального структурно-параметричного синтезу кулькових запобіжних муфт з профільним замиканням з урахуванням конструктивних та функціональних обмежень.

The optimization mathematical model of multiobjective structural – parametrical synthesis of ball-type overload release clutch with taking into account structural and functional limitations is developed.

Актуальність теми і огляд літератури. Надійність і довговічність роботи приводів машин і механізмів, що працюють в умовах частих перевантажень, значною мірою залежать від ефективності роботи систем захисту їх від руйнування. Насамперед це стосується розгалужених приводів машин, де система захисту, наприклад електрична, основного двигуна не забезпечує надійного захисту окремих кінематичних ланцюгів, що споживають невелику частку його потужності. У таких приводах встановлюють додаткові системи захисту від руйнування окремих кінематичних ланцюгів – запобіжні муфти (ЗМ). Від їхніх характеристик залежить довговічність і надійність роботи приводів.

До таких муфт ставлять певні вимоги, зокрема, забезпечення високої точності спрацювання у разі перевантажень, створення мінімального навантаження на ланки приводу після спрацювання, мінімальні габарити і маса, висока надійність та довговічність тощо.

В існуючій літературі [1, 2] під час проектування запобіжних муфт здійснюють переважно їх статичний силовий розрахунок на заданий граничний крутний момент. Аналогічний розрахунок передбачають і відповідні стандарти [3, 4]. Відомі праці [5–7], в яких отримані залежності для розрахунку запобіжних муфт у режимі спрацювання і зроблені рекомендації щодо зменшення їхньої динамічності під час пробуксовування. У праці [8] вперше було виконано багатокритеріальний структурно-параметричний синтез кулачкової запобіжної муфти, де віброактивність муфти після спрацювання оцінювали за коефіцієнтом динамічності, розрахованим на основі спрощеної динамічної моделі приводу. Однак синтез ЗМ за коефіцієнтом динамічності, отриманим без врахування динамічної характеристики двигуна і пружно-інерційних параметрів приводу, за певних умов може призвести до істотних динамічних навантажень на його ланки [9]. Важливим також критерієм під час проектування ЗМ є їхня складність і технологічна собівартість, бо муфти – це продукція масового виробництва і необгрунтоване ускладнення конструкції призводить до великих економічних втрат.

Отже, оскільки конструкції ЗМ є дуже різноманітні [10–15] і ефективність їхньої роботи характеризується багатьма, часто суперечливими, критеріями якості, то розроблення ефективного