

Висновки. У результаті досліджень схем з одним і двома резонаторами апаратно-програмної реалізації НВЧ-щупа, показано, що обидві схеми забезпечують приблизно однакові можливості вимірювання параметрів вібрації, проте з урахуванням конструктивних особливостей (менша маса, габарити та ін.) схема з одним резонатором є кращою.

1. Заблоцкий И.Е., Коростелев Ю.А., Шипов Р.А. Бесконтактные измерения колебаний лопаток турбомашин. – М.: Машиностроение, 1977. – 160 с. 2. Данилин А.И., Воторопин С.Д., Чернявский А.Ж. Использование автодинных приемо-передающих модулей на диодах Ганна для определения предаварийных деформаций лопаток турбомашин // 11-я Междунар. Крымская конф. “СВЧ-техника и телекоммуникационные технологии” (КрыМиКо-2001): Материалы конференции. – Севастополь, 10–14 сентября 2001 г. – Севастополь: Вебер, 2001. – С. 654–655. 3. Пилипенко О.В., Горев Н.Б., Запольский Л.Г., Коджеспирова И.Ф., Привалов Е.Н., Дробахин О.О., Салтыков Д.Ю. Первичные преобразователи для измерения параметров вибрации на основе конических и биконических резонаторов // 14-я Междунар. Крымская конф. “СВЧ-техника и телекоммуникационные технологии” (КрыМиКо-2004): Материалы конференции. – Севастополь, 13–17 сентября 2004 г. – Севастополь: Вебер, 2004. – С. 705–706. 4. Брандт А.А. Исследование диэлектриков на сверхвысоких частотах. – М.: Гос. изд. физ.-мат. лит., 1963. – 403 с.

УДК 621.855

О.І. ПИЛИПЕНКО, Д.О. ІЛЬІН

Чернігівський державний технологічний університет

МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ ЛАНЦЮГОВОГО ПРИВОДА, ОСНАЩЕНОГО ДЕТАЛЯМИ З ПОЛІМЕРНИХ КОМПОЗИТІВ

© Пилипенко О.І., Ільїн Д.О., 2006

Розглянуто результати моделювання динамічних процесів за допомогою структурної схеми ланцюгового привода, оснащеного металевим та полімерним ланцюгами. Наведено порівняльні характеристики кутових швидкостей обертальних мас та динамічних навантажень у ведучій та веденій вітках ланцюгового привода, оснащеного металевим та полімерним ланцюгами, отриманих аналітичним методом та симуляцією динамічних процесів.

The results of simulation of dynamic processes with the help of the structure diagram of a chain drive equipped with metallical and polymeric chains are considered. The presented comparative characteristics of angular rate of rotary masses both dynamic loads in leading and driven strands of a chain drive equipped with metallical and polymeric chains, obtained by an analytical method and simulation of dynamic processes.

Постановка проблеми. Основним недоліком колишніх методів розрахунку ланцюгових приводів було неврахування динамічного характеру навантаження, гостро поставало питання міцності, тобто параметри визначали або зовсім без врахування динамічних явищ, що неминуче супроводжують роботу ланцюгової передачі, або з врахуванням деяких з них за допомогою приблизних емпіричних коефіцієнтів [1, 2]. Розвиток науки і техніки призвів до необхідності і можливості вирішення проблеми розрахунків і конструювання ланцюгових передач на основі теорії

автоматичного керування й експлуатаційної міцності з врахуванням реальних динамічних процесів [3].

Аналіз останніх досліджень. Рівняння, що описують рух привода з ланцюговою передачею за наявності збурень, викликаних полігональним ефектом зірочок, та з врахуванням веденої вітки ланцюгового контуру, запишемо у вигляді [4]:

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + \eta(\dot{\varphi}_1 R_1 - \dot{\varphi}_2 R_2) R_1 + c_1(\varphi_1 R_1 - \varphi_2 R_2) R_1 + c_2(\varphi_1 R_1 - \varphi_2 R_2) R_1 = \\ = c_1(S_{x1} - S_{x2}) R_1 + c_2(S'_{x1} - S'_{x2}) R_1 + M_\partial; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - \eta(\dot{\varphi}_1 R_1 - \dot{\varphi}_2 R_2) R_2 - c_1(\varphi_1 R_1 - \varphi_2 R_2) R_2 - c_2(\varphi_1 R_1 - \varphi_2 R_2) R_2 = \\ = -c_1(S_{x1} - S_{x2}) R_2 - c_2(S'_{x1} - S'_{x2}) R_2 - M_o, \end{aligned} \quad (1)$$

де

$$\begin{aligned} S_{x1} = \frac{t}{\pi} \sum_{k=1}^5 (-1)^k \frac{\sin(kz_1 \omega_1 \tau)}{k(1-k^2 z_1^2)}, \quad S_{x2} = \frac{t}{\pi} \sum_{k=1}^5 (-1)^k \frac{\sin k(z_2 \omega_2 \tau - 2\pi j)}{k(1-k^2 z_2^2)}, \\ S'_{x1} = \frac{t}{\pi} \sum_{k=1}^5 (-1)^k \frac{\sin[k(z_1 \omega_1 \tau - \xi_1)]}{k(1-k^2 z_1^2)}, \quad S'_{x2} = \frac{t}{\pi} \sum_{k=1}^5 (-1)^k \frac{\sin[k(z_2 \omega_2 \tau - \xi_2 - 2\pi j)]}{k(1-k^2 z_2^2)} \end{aligned}$$

– розкладені у ряд Фур'є функції збурення.

Розв'язанням системи рівнянь (1) отримано вирази для знаходження кутових швидкостей обертальних мас для ланцюгового привода, оснащеного металевим і полімерним ланцюгом, за наявності збурень, викликаних полігональним ефектом зірочок, та побудовано графічні залежності цих швидкостей [5].

$$\begin{aligned} \dot{\varphi}_1 = -c_1 \cdot \frac{R_1}{p_1 J_1} (\eta p_1 + k_1 + k_2) \cdot e^{p_1 \tau} - c_2 \cdot \frac{R_1}{p_2 J_1} \cdot (\eta p_2 + k_1 + k_2) \cdot e^{p_2 \tau} + \\ + \left(\frac{M_\partial}{J_1} - \frac{(k_1 + k_2) R_1}{J_1} \cdot \xi_0 \right) \cdot \tau + c_3 + \\ + \sum_{n=1}^5 \frac{-R_1}{J_1 n z_1 \omega_1} [((k_1 + k_2) \alpha_n - (k_1 + k_2) M_n^{x1} + \eta n z_1 \omega_1 N_n^{x1}) \cdot (-\cos(n z_1 \omega_1 \tau)) + \\ + ((k_1 + k_2) N_n^{x1} - \eta n z_1 \omega_1 M_n^{x1}) \cdot \sin(n z_1 \omega_1 \tau)] + \\ + \sum_{n=1}^5 \frac{-R_1}{J_1 n z_2 \omega_2} [(-(k_1 + k_2) \beta_n - (k_1 + k_2) M_n^{x2} + \eta n z_2 \omega_2 N_n^{x2}) \cdot (-\cos(n(z_2 \omega_2 \tau - 2\pi j))) + \\ + (-(k_1 + k_2) N_n^{x2} - \eta n z_2 \omega_2 M_n^{x2}) \cdot \sin(n(z_2 \omega_2 \tau - 2\pi j))] + \\ + \sum_{n=1}^5 \frac{-R_1}{J_1 n z_1 \omega_1} [((k_1 + k_2) \alpha_n - (k_1 + k_2) M_n^{x1} + \eta n z_1 \omega_1 N_n^{x1}) \cdot (-\cos(n(z_1 \omega_1 \tau - \xi_1))) + \\ + ((k_1 + k_2) N_n^{x1} - \eta n z_1 \omega_1 M_n^{x1}) \cdot \sin(n(z_1 \omega_1 \tau - \xi_1))] + \\ + \sum_{n=1}^5 \frac{-R_1}{J_1 n z_2 \omega_2} [(-(k_1 + k_2) \beta_n - (k_1 + k_2) M_n^{x2} + \eta n z_2 \omega_2 N_n^{x2}) \cdot (-\cos(n(z_2 \omega_2 \tau - \xi_2 - 2\pi j))) + \\ + (-(k_1 + k_2) N_n^{x2} - \eta n z_2 \omega_2 M_n^{x2}) \cdot \sin(n(z_2 \omega_2 \tau - \xi_2 - 2\pi j))]; \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned}
 \dot{\varphi}_2 = & c_1 \cdot \frac{R_2}{p_1 J_2} (\eta p_1 + k_1 + k_2) \cdot e^{p_1 \tau} + c_2 \cdot \frac{R_2}{p_2 J_2} \cdot (\eta p_2 + k_1 + k_2) \cdot e^{p_2 \tau} + \\
 & + \left(\frac{(k_1 + k_2) R_2}{J_2} \cdot \xi_0 - \frac{M_o}{J_2} \right) \cdot \tau + \frac{R_1}{R_2} \cdot c_3 + \\
 & \sum_{n=1}^5 \frac{R_2}{J_2 n z_1 \omega_1} [(k_1 + k_2) \alpha_n - (k_1 + k_2) M_n^{x_1} + \eta n z_1 \omega_1 N_n^{x_1}] \cdot (-\cos(n z_1 \omega_1 \tau)) + \\
 & + ((k_1 + k_2) N_n^{x_1} - \eta n z_1 \omega_1 M_n^{x_1}) \cdot \sin(n z_1 \omega_1 \tau)] + \\
 & + \sum_{n=1}^5 \frac{R_2}{J_2 n z_2 \omega_2} [(-(k_1 + k_2) \beta_n - (k_1 + k_2) M_n^{x_2} + \eta n z_2 \omega_2 N_n^{x_2}) \cdot (-\cos(n(z_2 \omega_2 \tau - 2\pi j))) + \\
 & + (-(k_1 + k_2) N_n^{x_2} - \eta n z_2 \omega_2 M_n^{x_2}) \cdot \sin(n(z_2 \omega_2 \tau - 2\pi j))] + \\
 & + \sum_{n=1}^5 \frac{R_2}{J_2 n z_1 \omega_1} [(k_1 + k_2) \alpha_n - (k_1 + k_2) M_n^{x_1} + \eta n z_1 \omega_1 N_n^{x_1}] \cdot (-\cos(n(z_1 \omega_1 \tau - \xi_1))) + \\
 & + ((k_1 + k_2) N_n^{x_1} - \eta n z_1 \omega_1 M_n^{x_1}) \cdot \sin(n(z_1 \omega_1 \tau - \xi_1))] + \\
 & + \sum_{n=1}^5 \frac{R_2}{J_2 n z_2 \omega_2} [(-(k_1 + k_2) \beta_n - (k_1 + k_2) M_n^{x_2} + \eta n z_2 \omega_2 N_n^{x_2}) \cdot (-\cos(n(z_2 \omega_2 \tau - \xi_2 - 2\pi j))) + \\
 & + (-(k_1 + k_2) N_n^{x_2} - \eta n z_2 \omega_2 M_n^{x_2}) \cdot \sin(n(z_2 \omega_2 \tau - \xi_2 - 2\pi j))]. \tag{3}
 \end{aligned}$$

Формулювання мети статті. Механічна частина автоматизованого ланцюгового приводу відносно до його електричної частини є об'єктом керування, що забезпечує режими руху системи, оптимальні за тими або іншими показниками технологічного процесу складання й її електричної та механічної частин [6]. Тому правильні уявлення про фізичні властивості механічної частини ланцюгового приводу мають важливе значення для наведення узагальненого математичного опису і складання узагальненої структурної схеми, що відображає усі впливові особливості.

Мета статті полягає у порівнянні даних, отриманих під час аналітичного дослідження та моделюванні динамічних процесів ланцюгового приводу, оснащеного металевим та полімерним ланцюгами.

Виклад основного матеріалу. Узагальнена структурна схема механічної частини ланцюгового приводу, наведена на рис. 1, враховує найважливіші фактори, що впливають на динамічні механічні процеси в електромеханічній системі автоматизованого ланцюгового приводу. Ця схема свідчить, що механічна частина ланцюгового приводу являє собою об'єкт керування з істотними нелінійностями. Найчастіше під час досліджень ланцюгового приводу не виникає необхідності в одночасному врахуванні усіх факторів і нелінійностей, наведених у схемі на рис. 1, тому що зазвичай для конкретного аналізу мети дослідження визначають і обмежене число факторів, що становлять найбільший інтерес. Однак, у багатьох задачах виникає необхідність використання цієї схеми в повному вигляді без спрощень, як у нашому випадку. Для розв'язання таких задач варто використовувати новітні пакети симуляції для комп'ютерного моделювання динамічних процесів.

Використовуємо отриману структурну схему для знаходження залежностей кутових швидкостей обертальних мас ω_1 і ω_2 у ланцюговому приводі, оснащеному металевими і полімерними деталями, під час пуску. Моделювання процесу проведемо в підпрограмі Simulink пакета Matlab при $M_o = const$ і $M_\partial = const$.

Під час моделювання процесу було прийнято такі вхідні дані: металевий та полімерний ланцюги з кроком $t = 19,05$ мм; кількість зубців ведучої та веденої зірочок відповідно $z_1 = 18$ та

$z_2 = 19$; ведуча та ведена зірочки мають радіуси $R_1 = 55$ мм та $R_2 = 58$ мм; приведені маси $m_1 = 33,2$ кг та $m_2 = 10,4$ кг; коефіцієнт демпфірування для металевого ланцюга $\eta = 150,8$ кг·с⁻¹ і для полімерного ланцюга $\eta = 433,6$ кг·с⁻¹; жорсткість ведучої та веденої віток металевого ланцюга $c_1 = 3275$ Н/мм і $c_2 = 65,5$ Н/мм; жорсткість ведучої та веденої віток полімерного ланцюга $c_1 = 192,2$ Н/мм і $c_2 = 3,844$ Н/мм.

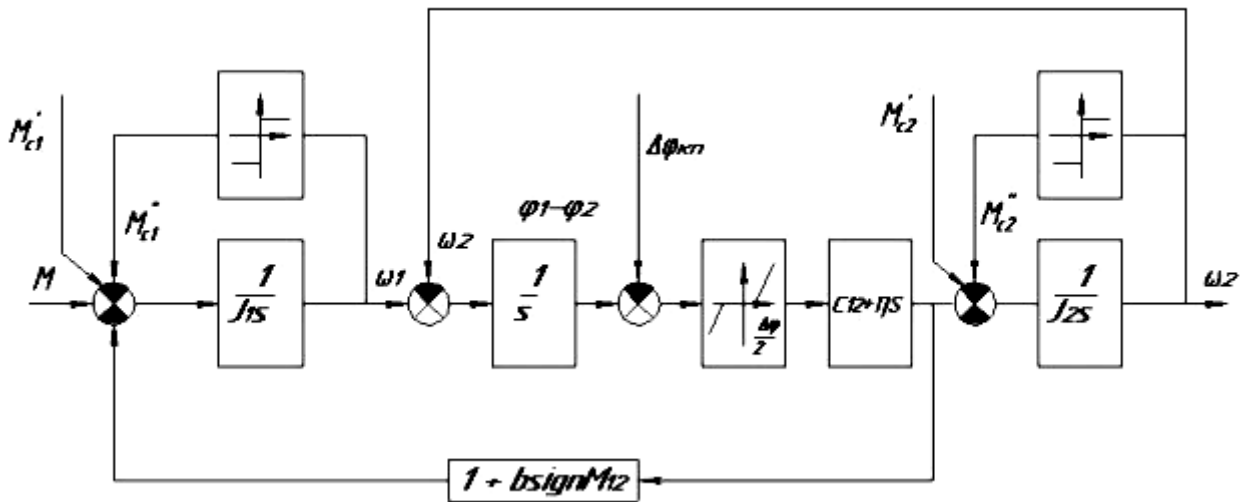


Рис. 1. Узагальнена структурна схема механічної частини ланцюгового приводу

На рис. 2, 3, 4 та 5 наведено графічні залежності кутових швидкостей обертальних мас ω_1 і ω_2 у ланцюговому приводі, оснащеному металевими та полімерними деталями, під час пуску ($M_D = const$ і $M_O = const$).

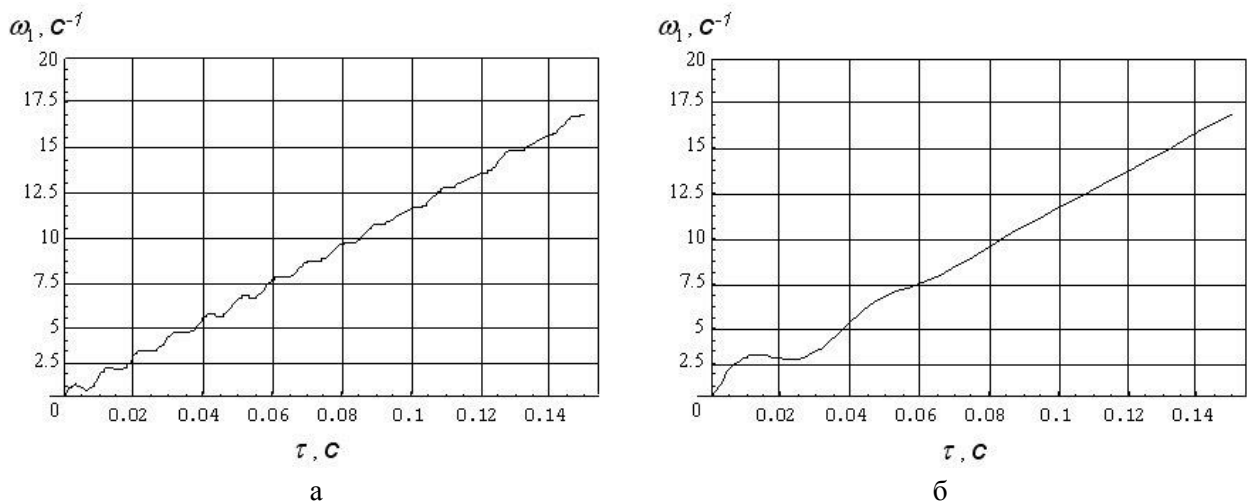
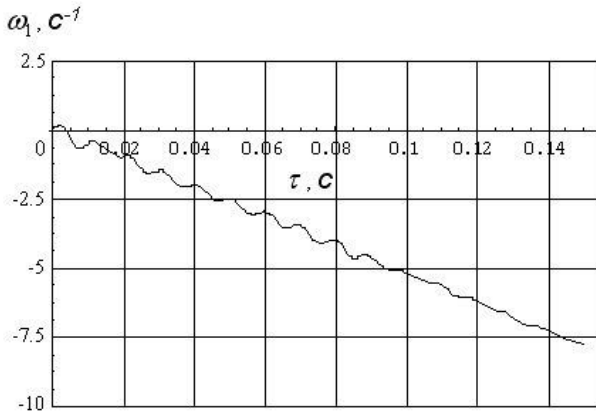
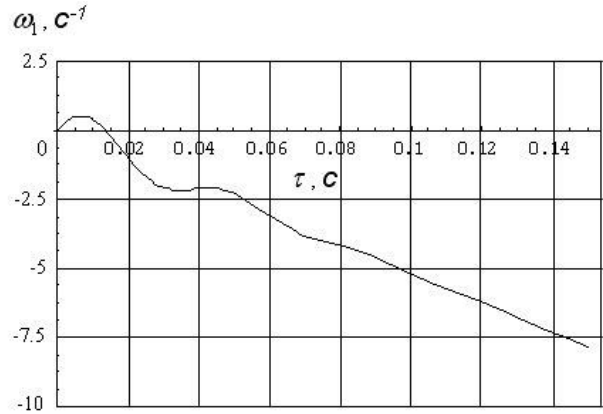


Рис. 2. Кутова швидкість ω_1 першої обертальної маси при $M_D = 27.5$ Н·м, $M_O = 17.4$ Н·м, з металевим (а) і полімерним (б) ланцюгами

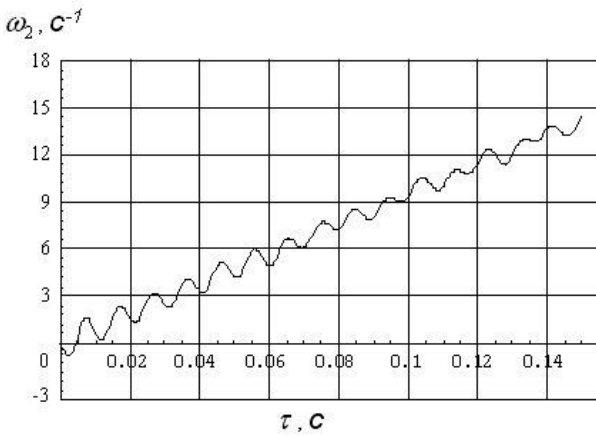


а

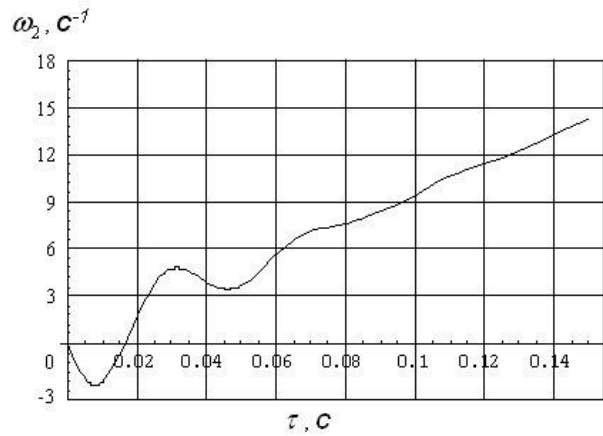


б

Рис. 3. Кутова швидкість ω_1 першої оберальної маси при $M_\partial = 11$ Н·м, $M_o = 17.4$ Н·м, з металевим (а) і полімерним (б) ланцюгами

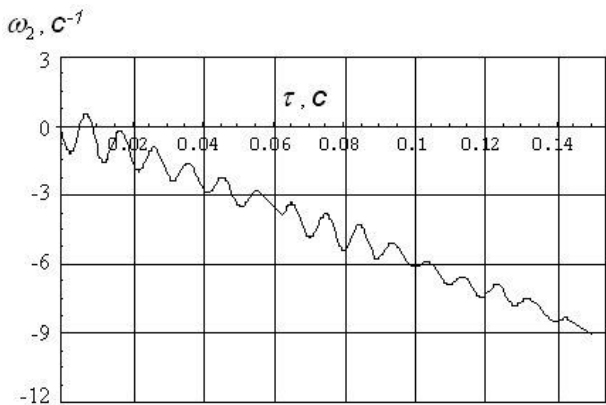


а

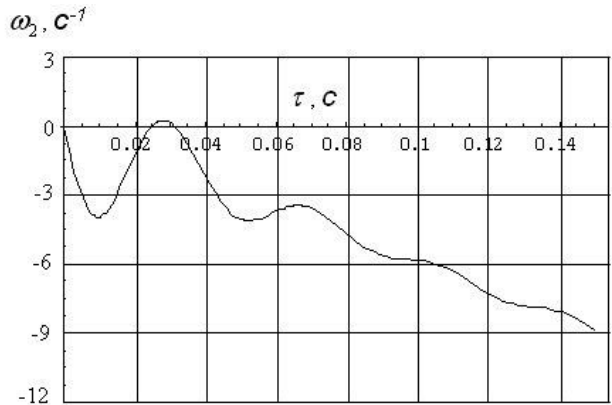


б

Рис. 4. Кутова швидкість ω_2 другої оберальної маси при $M_\partial = 27.5$ Н·м, $M_o = 17.4$ Н·м, з металевим (а) і полімерним (б) ланцюгами



а



б

Рис. 5. Кутова швидкість ω_2 другої оберальної маси при $M_\partial = 11$ Н·м, $M_o = 17.4$ Н·м, з металевим (а) і полімерним (б) ланцюгами

Порівнюючи графічні залежності (рис. 2, 3, 4, 5) кутових швидкостей обертальних мас ω_1 і ω_2 у ланцюговому приводі, оснащеному металевими і полімерними деталями, під час пуску, отримані під час моделювання процесу, з графічними залежностями, отриманими в [5], бачимо, що значення кутових швидкостей відрізняються приблизно на 15 %. Оскільки узагальнена структурна схема механічної частини ланцюгового привода містить при нашому розрахунку майже усі фактори, що впливають на динаміку привода, то дані, отримані в результаті моделювання є найбільше наближеними до значень реальних динамічних процесів у ланцюговому приводі.

Динамічні навантаження у ведучій та веденій вітках, зумовлені полігональним ефектом зірочок при значеннях рушійного моменту та моменту опору відповідно $M_D = 27.5$ Н·м, $M_O = 17.4$ Н·м [3]:

$$F_{\text{дин1}}(\tau) = c_1 \cdot (\varphi_1 R_1 - \varphi_2 R_2 + \frac{t}{\pi} \sum_{k=1}^5 (-1)^k \frac{\sin(kz_1 \omega_1 \tau)}{k(1-k^2 z_1^2)} - \frac{t}{\pi} \sum_{k=1}^5 (-1)^k \frac{\sin k(z_2 \omega_2 \tau - 2\pi j)}{k(1-k^2 z_2^2)}), \quad (4)$$

$$F_{\text{дин2}}(\tau) = c_2 \cdot (\varphi_1 R_1 - \varphi_2 R_2 - \frac{t}{\pi} \sum_{k=1}^5 (-1)^k \frac{\sin[k(z_1 \omega_1 \tau - \xi_1)]}{k(1-k^2 z_1^2)} + \frac{t}{\pi} \sum_{k=1}^5 (-1)^k \frac{\sin[k(z_2 \omega_2 \tau - \xi_2 - 2\pi j)]}{k(1-k^2 z_2^2)}). \quad (5)$$

На рис. 6, 7 наведено динамічні навантаження у ведучій та веденій вітках ланцюгового привода, оснащеного металевим і полімерним ланцюгами.

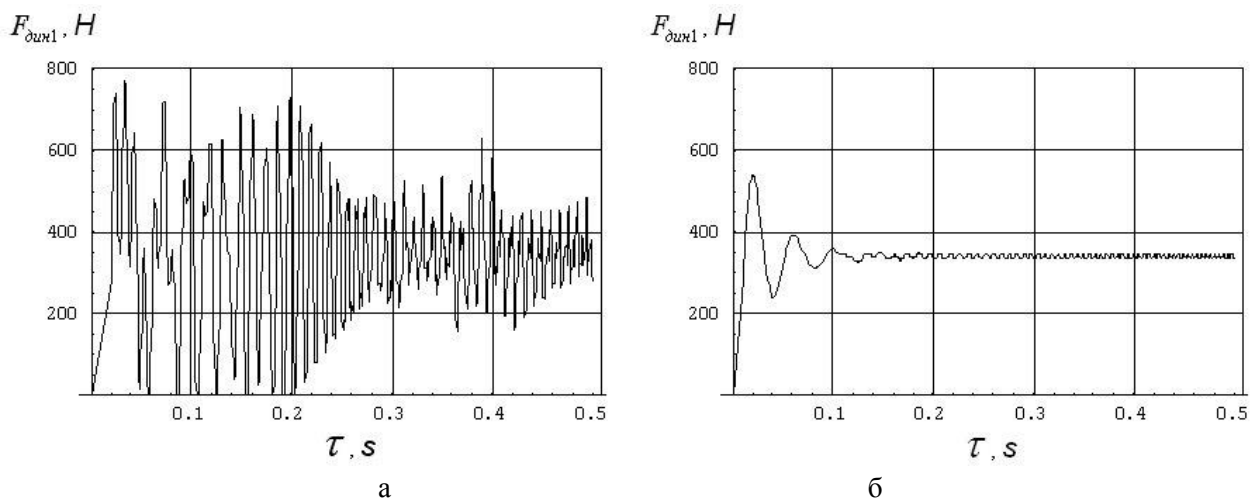


Рис. 6. Динамічні навантаження у ведучій вітці ланцюгового привода, оснащеного металевим (а), полімерним (б) ланцюгами, при $M_D = 27.5$ Н·м, $M_O = 17.4$ Н·м

З рис. 6, 7 видно, що усталений режим роботи ланцюгового привода, оснащеного полімерним ланцюгом, настає значно раніше (близько 0,15 с), ніж привода, оснащеного металевим ланцюгом (близько 0,45 с). Амплітуда коливань динамічного навантаження у ведучій та веденій вітках ланцюгового привода, оснащеного металевим ланцюгом, більша, ніж у привода, оснащеного полімерним ланцюгом. Кількість піків коливань динамічного навантаження у ланцюговому приводі з металевим ланцюгом значно більша, ніж у приводі з полімерним ланцюгом, оскільки ланка металевого ланцюга складається з 6 деталей, що призводить до різнорозмірності кроків ланцюга. Цього не відбувається в ланцюгах з полімерних

композитів, у яких дуже малі відхилення за кроком (оскільки ланки такого ланцюга відливаються під тиском з однієї і тієї самої прес-форми на термопластавтоматах).

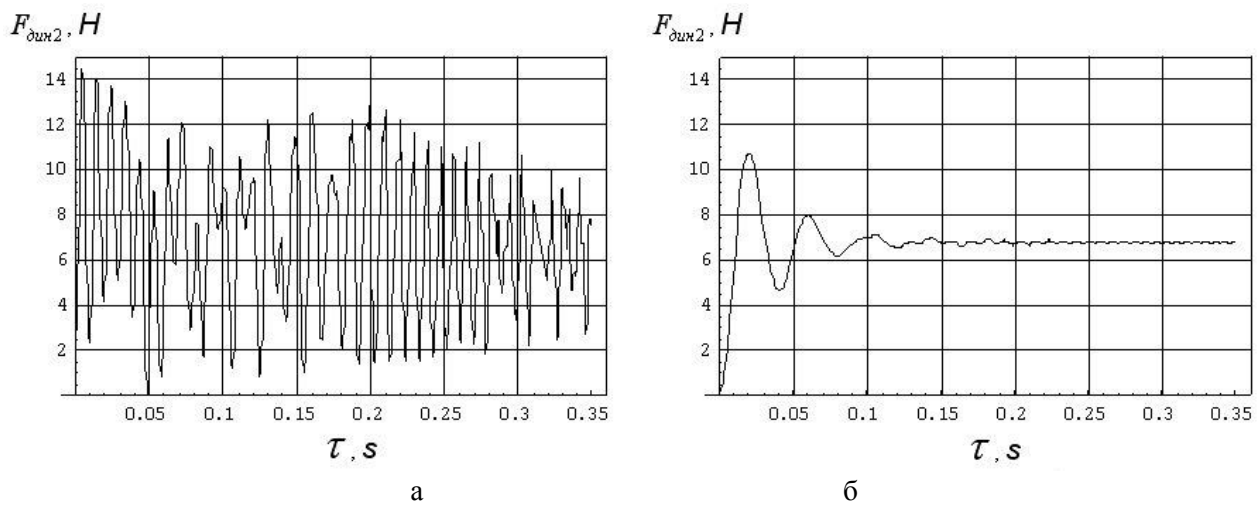


Рис. 7. Динамічні навантаження у веденій вітці ланцюгового приводу, оснащеного металевим (а), полімерним (б) ланцюгами, при $M_D = 27.5$ Н·м, $M_O = 17.4$ Н·м

Висновки. Отже, результати моделювання свідчать, що використання структурної схеми ланцюгового приводу для симуляції динамічних процесів має велике практичне значення. Порівнюючи дані, отримані з використанням структурної схеми для моделювання динамічних процесів у ланцюговому приводі, з даними, отриманими аналітичними методами, бачимо, що моделювання дає точніші дані, найбільш наближені до реальних динамічних процесів.

1. Воробьев Н.В. Цепные передачи. – М.: Машиностроение, 1968. – 252 с. 2. Глуценко И.П. Основы проектирования цепных передач с втулочно-роликовыми цепями. – Львов: Изд-во Льв. ун-та, 1964. – 226 с. 3. Пилипенко О.И. Научные основы и синтез цепных передач: Дисс. ...д-ра техн. наук. – Харьков, 1996. – 467 с. 4. Пилипенко О.І., Ільїн Д.О. Дослідження динаміки ланцюгового приводу чисельними методами // Вісн. ЧДТУ. Сер. Технічні науки. – 2006. – № 27. – С. 23–30. 5. Пилипенко О.І., Ільїн Д.О. Аналітичне визначення деформації ланцюга та кінематичних параметрів ланцюгового приводу // Вісн. ЧДТУ. Сер. Технічні науки. – 2006. – № 26. – С. 9–13. 6. Чиликин М.Г. Теория автоматизированного электропривода / М.Г. Чиликин, В.И. Ключев, А.С. Сандлер. – М.: Энергия, 1982. – 616 с.