

В. Ловейкін. Дослідження коливань у механізмах з асинхронним приводом / В. Ловейкін, Ю. Ромасевич // Вісник ТНТУ. — 2013. — Том 72. — № 4. — С.207-214. — (машинобудування, автоматизація виробництва та процеси механічної обробки).

УДК 621.873

**В. Ловейкін, докт. техн. наук;
Ю. Ромасевич, канд. техн. наук**

Національний університет біоресурсів і природокористування України

ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛИВАНЬ У МЕХАНІЗМАХ З АСИНХРОННИМ ПРИВОДОМ

Резюме. Наведено аналіз коливних явищ, які виникають при розгоні асинхронного привода механізму. При проведенні розрахунків використано двомасову динамічну модель. Зв'язок між зосередженими масами механізму – пружно-в'язкий. Показано, що нехтування у розрахунках електродинамічними перехідними процесами двигуна (використання статичної механічної характеристики) може призвести до резонансу та перевантаження елементів механізму динамічними зусиллями. Вказано способи забезпечення відсутності резонансу в механізмах, обладнаних асинхронним приводом та наведено основні напрямки подальших досліджень.

Ключові слова: асинхронний двигун, механічна характеристика, коливання, резонанс, динамічні навантаження.

V. Lovejkin, Yu. Romasevich

RESEARCH OF OSCILLATION IN MECHANISMS WITH ASYNCHRONOUS DRIVE

Summary. The analysis of oscillatory phenomena that occur during acceleration of asynchronous drive mechanism is presented in the article. In the calculations two-mass dynamic model was used. Generalized coordinates of the mechanism and its drive are adopted to be angular. The constraint between localized mass of mechanism is elastic-viscous. The equation of motion of a dynamical system with help of the numerical methods has been solved.

The maximum dynamic moment in the elastic-viscous constraint of mechanism was found. The influence of the values of the system parameters on the value of the dynamic forces in its elements is shown. In the research the dynamic and static mechanical characteristics of the engine are used. Dynamic characteristic is given in the form of equations in orthogonal coordinates fixed α and β .

It is shown that the neglect of in the calculation of electrodynamic transients of engine (use of static mechanical characteristics) can lead to resonance and overload of elements of the mechanism of dynamic forces.

The conditions of resonance in the mechanism, associated with the coincidence of the natural oscillation frequencies of the mechanism with one harmonic frequency electromagnetic torque have been investigated. It is shown that in the resonance appearance the width of the resonance zone, the attenuation coefficients of pulsating component of the electromagnetic torque and damping coefficients of the mechanical parts of the system are of great importance. Some considerations about the work of distributed parameter systems with an induction engine have been stated.

The methods to ensure the absence of resonance in the mechanisms with asynchronous drive have been presented. Basic directions of further researches are listed. In order to establish the degree of danger of resonance for systems with distributed parameters it is necessary to carry out the numerical integration of differential equations of motion of the system and to find the maximum force in the elements of machines and mechanisms. Analytical dependences presented in the article are also shown in the graphical form.

Key words: asynchronous engine, mechanical characteristic, vibrations, resonance, dynamic loads.

Постановка проблеми. Асинхронний електропривод є одним із найпоширеніших у промисловості, сільському господарстві, будівництві та інших сферах економіки. При роботі асинхронного двигуна у перехідних режимах (пуск, гальмування, реверсування) його електромагнітний момент характеризується коливаннями, які передаються у механічну частину привода й далі – на робочий орган машини. У багатьох випадках ці коливання не становлять небезпеки, оскільки швидко затухають. Однак при деяких умовах коливання можуть бути значними і їх необхідно враховувати. Це особливо

актуально для електродвигунів, які характеризуються повторно-короткочасним режимом роботи. Часті пуски та гальмування асинхронного електродвигуна викликають значні динамічні навантаження елементів механізмів, що знижує їх надійність і довговічність.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Існує значна кількість праць, присвячених коливним процесам у машинах та механізмах [1 – 8]. Серед них необхідно виділити ті роботи [5 – 8], в яких застосовані моделі механічних характеристик асинхронного двигуна. У роботах [5 – 7] застосовано статична механічна характеристика двигуна, а у роботі [8] – динамічна.

Деякі вчені, ґрунтуючись на результатах досліджень конкретних робочих машин, схиляються до думки, що використання динамічної механічної характеристики асинхронного двигуна не є доцільним [8, 9]. Такий висновок, на нашу думку, не можна робити для всіх машин, обладнаних асинхронним приводом. Наведені нижче дослідження обґрунтовують тезу про необхідність використання у розрахунках машин динамічної механічної характеристики асинхронного двигуна.

Мета роботи – встановлення умов запобігання небажаним коливним явищам у механізмах, обладнаних асинхронним електроприводом.

Постановка завдань. Відповідно до мети необхідно вирішити такі завдання: 1) оцінити точність відображення коливних явищ у механізмах при використанні статичної та динамічної механічної характеристики асинхронного двигуна; 2) провести дослідження коливних явищ у механізмах та навести умови виникнення резонансу; 3) запропонувати шляхи забезпечення відсутності резонансу в механізмі.

Результати дослідження. Для проведення дослідження використаємо найпростішу двомасову динамічну модель механізму (рис. 1). Зазначимо, що прийнята модель у першому наближенні відображає рух багатьох машин та механізмів.

На рис. 1 прийняті такі позначення: M – електромагнітний момент двигуна; J_1 та J_2 – момент інерції двигуна та приведений до вала двигуна момент інерції привода та робочого органу механізму відповідно; b – коефіцієнт демпфування механічної частини привода; c – коефіцієнт жорсткості механічної частини привода; φ_1 та φ_2 – узагальнені координати вала двигуна та робочого органу механізму.

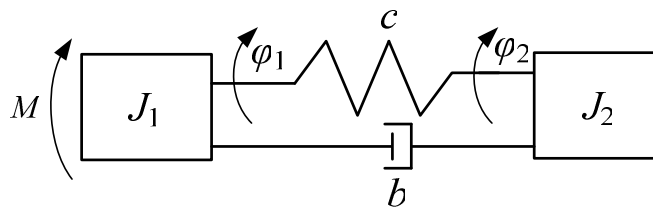


Рисунок 1. Схема динамічної моделі механізму

Figure 1. The dynamic model mechanism scheme

Динаміка руху прийнятої динамічної моделі описується системою диференціальних рівнянь

$$\begin{cases} M = J_1 \ddot{\varphi}_1 + b(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + c(\varphi_1 - \varphi_2); \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 = b(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + c(\varphi_1 - \varphi_2). \end{cases} \quad (1)$$

Крапка над символом означає диференціювання за часом.

Будемо досліджувати режим пуску механізму в режимі холостого ходу, тому момент опору руху робочого органу в системі диференціальних рівнянь (1) відсутній.

Електромагнітний момент двигуна описується рівнянням Клосса [10]

$$M = \frac{2M_{\max}(1 + as_{кр})}{\frac{s}{s_{кр}} + \frac{s_{кр}}{s} + 2as_{кр}}, \quad (2)$$

де M_{\max} – максимальний момент двигуна; $s_{кр}$ – критичне ковзання двигуна; s – поточне ковзання двигуна; a – параметр ($a = \frac{R_1}{R'_2}$); R_1 – приведений активний опір статора; R'_2 – приведений активний опір ротора. Параметр a для двигуна значної потужності можна приблизно вважати рівним нулю. Крім формули (2) будемо також використовувати динамічну механічну характеристику двигуна [11]. Її можна отримати, розв'язавши систему диференціальних рівнянь (наведені нижче рівняння записані для умови, що система координат є нерухомою):

$$\begin{cases} \frac{di_{1\alpha}}{dt} = \frac{1}{\delta L_1} (u_{1\alpha} - i_{1\alpha} R_1 + k_r e_{2\alpha}); \\ \frac{di_{1\beta}}{dt} = \frac{1}{\delta L_1} (u_{1\beta} - i_{1\beta} R_1 - k_r e_{2\beta}); \\ \frac{di_{2\alpha}}{dt} = -\frac{1}{\delta L_2} ((u_{1\alpha} - i_{1\alpha} R_1) k_s + e_{2\alpha}); \\ \frac{di_{2\beta}}{dt} = -\frac{1}{\delta L_2} ((u_{1\beta} - i_{1\beta} R_1) k_s - e_{2\beta}); \\ M = \frac{3}{2} p L_{12} (i_{1\beta} i_{2\alpha} - i_{1\alpha} i_{2\beta}), \end{cases} \quad (3)$$

де $i_{1\alpha}$, $i_{1\beta}$ – проекції узагальненого вектора струму статора на нерухомі ортогональні координатні осі α і β ; $i_{2\alpha}$, $i_{2\beta}$ – проекції узагальненого вектора струму ротора на координатні осі α і β ; L_1 , L_2 – індуктивності статорної та роторної обмоток; L_{12} – взаємоіндукція; k_r і k_s – коефіцієнти магнітного зв'язку ротора та статора відповідно ($k_r = \frac{L_{12}}{L_2}$; $k_s = \frac{L_{12}}{L_1}$); p – кількість пар полюсів електричної машини; $u_{1\alpha}$, $u_{1\beta}$ – проекції узагальненого вектора напруги статора на координатні осі α і β ($u_{1\alpha} = U_{\max} \cos(2\pi \int f dt)$, $u_{1\beta} = U_{\max} \sin(2\pi \int f dt)$); U_{\max} – амплітуда фазної напруги живлення двигуна; f – частота напруги живлення двигуна; $e_{2\beta}$, $e_{2\alpha}$ – ЕРС, що індукуються потокозчепленнями ротора по осях α і β відповідно ($e_{2\alpha} = p\omega_{\delta\beta}(L_2 i_{2\beta} + L_{12} i_{1\beta}) + i_{2\alpha} R_2$, $e_{2\beta} = p\omega_{\delta\alpha}(L_2 i_{2\alpha} + L_{12} i_{1\alpha}) + i_{2\beta} R_2$); R_1 – активний опір статорної

обмотки; δ – коефіцієнт розсіювання $\left(\delta = 1 - \frac{1}{\left(1 + \frac{X_1}{2\pi f L_{12}}\right) \left(1 + \frac{X_2}{2\pi f L_{12}}\right)} \right)$.

Проведемо моделювання режиму пуску механізму, який обладнаний асинхронним двигуном МТВ611-10. Для цього необхідно розв'язати систему диференціальних рівнянь (1) при підстановці у ліву частину першого рівняння виразу електромагнітного моменту двигуна. Для опису електромагнітного моменту двигуна використаємо рівняння (2) та систему рівнянь (3). Результати чисельного інтегрування диференціальних рівнянь наведемо у графічному вигляді (рис. 2), на якому показано графіки зміни електромагнітного моменту двигуна (крива чорного кольору) та моменту пружно-в'язкого зв'язку (крива сірого кольору). Розрахунки виконані за умов використання статичної та динамічної механічних характеристик двигуна. Використано

такі розрахункові параметри: $J_1=5,1 \text{ кгм}^2$, $J_2=6 \text{ кгм}^2$, $c=174132 \text{ Нм/рад}$; $b=150 \text{ Нмс/рад}$. Параметри двигуна наведено у праці [12].

Як бачимо з графіків на рис. 2 використання статичної механічної характеристики не повною мірою враховує ефект утворення коливань у пружно-в'язкому зв'язку моделі механізму. Ці коливання викликають додаткові динамічні навантаження його елементів. Більше того, динамічний момент у зв'язку при використанні динамічної механічної характеристики є знакозмінним. Робота механізму при частих пусках у такому режимі може викликати поломку найбільш навантаженого елемента механізму (наприклад, вала, муфти, зубчасті передачі тощо). Для того, щоб цього не сталося, необхідно при розрахунках вказаних елементів використовувати динамічну механічну характеристику приводного двигуна та враховувати високочастотні коливання електромагнітного моменту двигуна під час перехідних режимів.

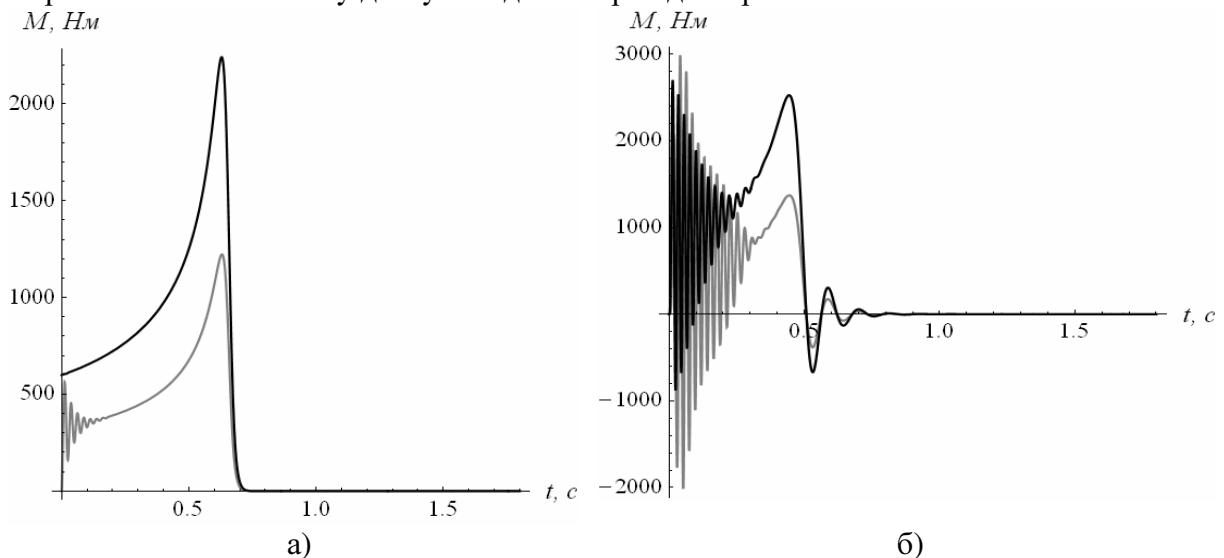


Рисунок 2. Графіки електромагнітного моменту двигуна та моменту пружно-в'язкого зв'язку при використанні механічної характеристики двигуна: а) статичної; б) динамічної

Figure 2. Graphs of electromagnetic torque of engine and torque of elastic- viscous constraint while using mechanical characteristic of engine: a) static; б) dynamic

Надалі не будемо використовувати формулу Клосса (2). Досліджуючи функцію максимального значення динамічного моменту пружно-в'язкого зв'язку в механізмі доходимо висновку, що незначне збільшення коефіцієнту демпфування призводить до значного зменшення динамічних навантажень (рис. 3). Зазначимо, що зниження динамічних зусиль шляхом збільшення коефіцієнта демпфування може викликати дисипацію корисної механічної енергії, яка передається від двигуна до робочого органу механізму. Тому необхідно шукати інші шляхи зменшення динамічних навантажень. Для цього дослідимо залежність величини максимального динамічного моменту пружно-в'язкого зв'язку механізму від власної частоти коливань механічної частини привода.

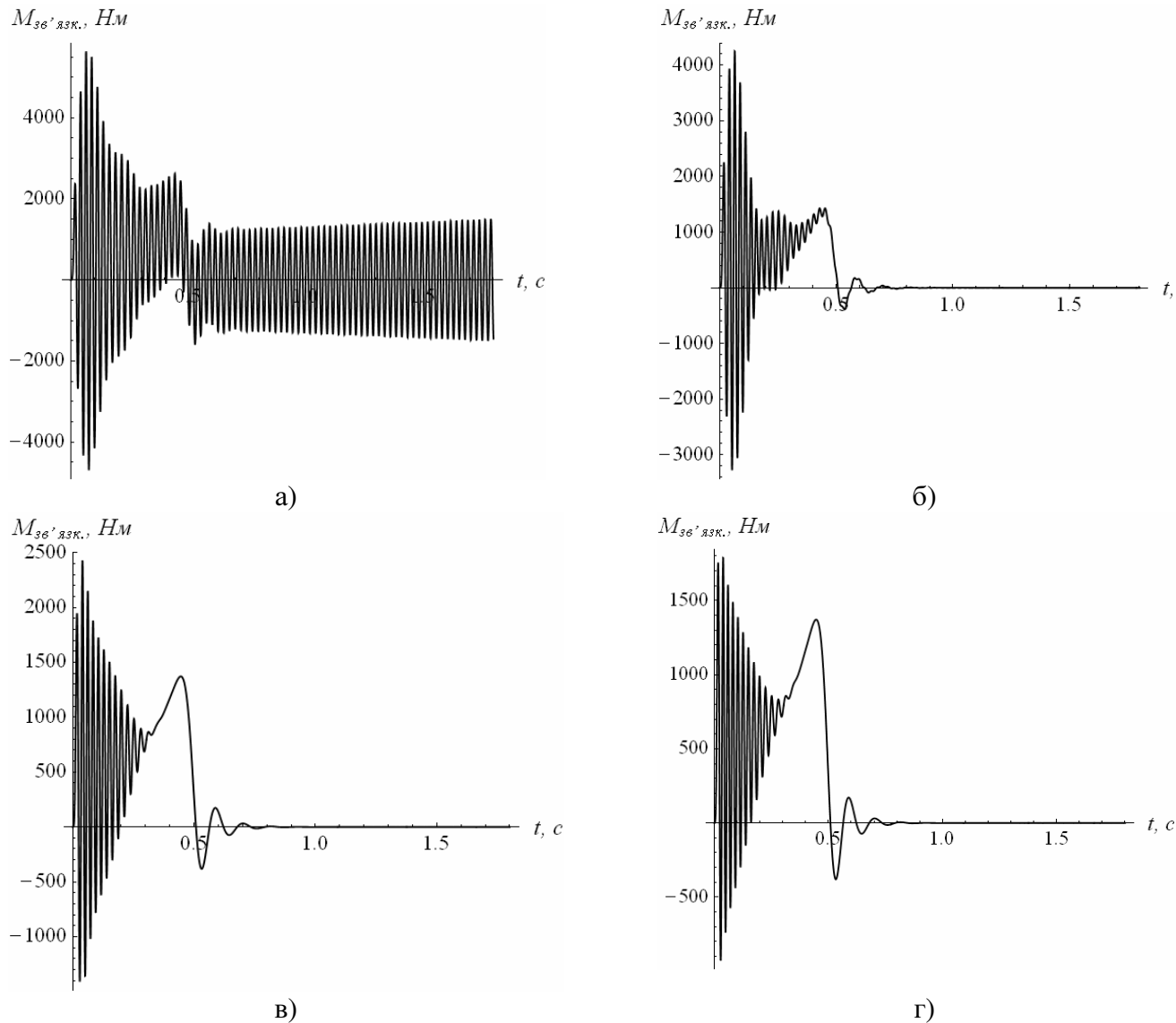


Рисунок 3. Графіки динамічного моменту пружно-в'язкого зв'язку механізму при:
а) $b=0$ Нмс/рад; б) $b=50$ Нмс/рад; в) $b=250$ Нмс/рад; г) $b=500$ Нмс/рад

Figure 3. Graphs of dynamic torque of elastic- viscous constraint of a mechanism with:
а) $b=0$ Hms/rad; б) $b=50$ Hms/rad; в) $b=250$ Hms/rad; г) $b=500$ Hms/rad

При проектуванні машини, як правило, робочий орган механізму вибирають із певних технологічних умов, а двигун – із технологічних та енергетичних умов. Отже, будемо вважати, що момент інерції двигуна та приведений до вала двигуна момент інерції механічної частини привода й робочого органу механізму задані.

При проектуванні механічної частини привода машини чи механізму проміжні вали, муфти та передачі розраховують на максимально допустимі крутні моменти. При цьому коефіцієнт жорсткості трансмісії може бути таким, що власна частота коливань динамічної системи «двигун – робочий орган» співпадає із частотою коливань електромагнітного моменту двигуна. Щоб проілюструвати сказане вище, проведемо розрахунки. Спочатку запишемо вираз частоти власних коливань динамічної системи, яка зображена на рис. 1,

$$\Omega = \sqrt{\frac{c(J_1 + J_2)}{J_1 J_2}}. \quad (4)$$

Умовою виникнення резонансу у динамічній коливній системі є рівність частоти власних коливань системи частоті зовнішнього збурення, роль якого у даному випадку відіграє електромагнітний момент двигуна. Враховуючи вказану умову та вираз (4), можемо записати формулу

$$c_{рез} = (100\pi\tilde{\Omega})^2 \frac{J_1 J_2}{J_1 + J_2} = \Omega_M^2 \frac{J_1 J_2}{J_1 + J_2}, \quad (5)$$

де $c_{рез}$ – коефіцієнт жорсткості двомасової динамічної системи, за якого виникає резонанс; Ω_M – частота коливань електромагнітного моменту двигуна; $\tilde{\Omega}$ – відносна частота коливань електромагнітного моменту двигуна, яка показує, наскільки Ω_M відрізняється від частоти напруги живлення 100π .

Подальші дослідження проводили шляхом знаходження максимуму функції моменту пружно-в'язкого зв'язку динамічної системи $b(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + c(\varphi_1 - \varphi_2)$. Графічна інтерпретація результатів дослідження цієї функції на максимум показана на рис. 4. – результати, які отримані при чисельному інтегруванні систем диференціальних рівнянь (1) та (3).

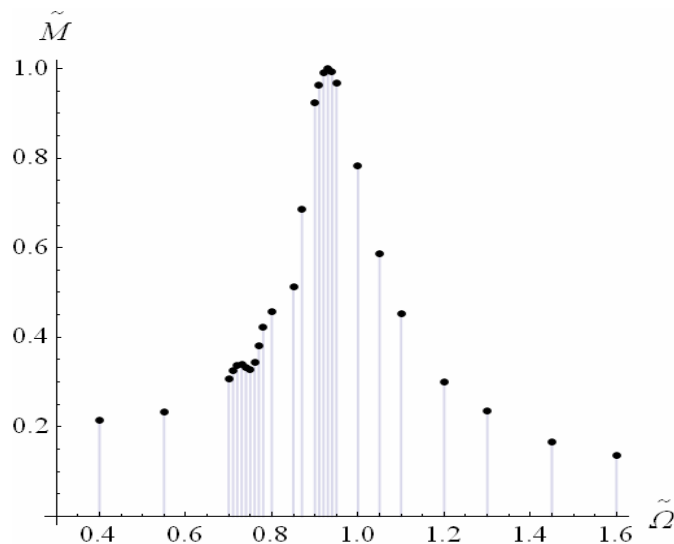


Рисунок 4. Графік залежності відносної величини максимального значення динамічного моменту пружно-в'язкого зв'язку механізму від $\tilde{\Omega}$

Figure 4. Graph of dependence of relative value of maximum dynamic torque of elastic-viscous constraint of mechanism on $\tilde{\Omega}$

На рис. 4 бачимо два максимуми – глобальний та локальний. Обидва свідчать про резонанс у динамічній системі. Глобальний максимум досягається при $\tilde{\Omega} = 0,93$ (абсолютне значення максимального моменту в пружно-в'язкому зв'язку становить 18987 Нм). Це свідчить про те, що при частоті електромагнітного моменту двигуна $\Omega_M = 93\pi$ у динамічній системі виникають коливання, які значно навантажують елементи механізму.

У праці [13] вказано, що при одній системі обмоток у роторі асинхронного двигуна його електромагнітний момент буде мати дев'ять складових, з яких шість є пульсуючими з трьома різними частотами коливань та трьома коефіцієнтами затухання. З трьох непульсуючих складових, які створюють середній обертовий момент двигуна, одна є усталеною, а дві інші – затухаючими з різними коефіцієнтами затухання.

Очевидно, що одна складова електромагнітного моменту двигуна, який прийнятий у даній роботі, має частоту 93π , а друга – частоту 73π , при якій досягається локальний максимум функції \tilde{M} .

Переходячи до узагальнень, можемо зробити попередні висновки:

1) виникнення резонансу у електромеханічних системах пов'язане зі співпаданням хоча б однієї власної частоти коливань механічної частини з хоча б однією частотою коливань пульсуючих складових електромагнітного моменту двигуна;

2) у випадку систем із розподіленими параметрами (стержні, вали, канати, балки, пластини тощо), які, як відомо, мають нескінченну кількість власних частот коливань, виникнення резонансу у будь-якому випадку буде мати місце, оскільки хоча б одна з частот пульсуючих складових електромагнітного моменту двигуна співпаде з однією із власних частот коливань системи із розподіленими параметрами;

3) важливим чинником, який впливає на виникнення та еволюцію резонансу в електромеханічній системі, є величини коефіцієнтів затухання пульсуючих складових електромагнітного моменту двигуна та коефіцієнтів демпфування у механічній частині системи. Значні величини коефіцієнтів демпфування та затухання призводять до швидкого перетворення механічної та електричної енергії у теплову. При цьому резонансні явища у системі не встигають досягти небезпечних проявів, як у наведеному вище прикладі зі значним збільшенням моменту в пружно-в'язкому зв'язку системи;

4) одним із важливих параметрів, який потребує подальших досліджень, є ширина резонансної зони (ширина резонансної зони – це область значень частот власних коливань механічної системи при яких, у результаті виникнення резонансу, спостерігаються небезпечні динамічні навантаження в елементах механізму).

Висновки. Дослідження руху машин та механізмів, обладнаних електричним асинхронним приводом, необхідно виконувати із використанням динамічної механічної характеристики двигуна. Це дає змогу встановити небезпечні резонансні режими роботи механізму та вжити конструктивні заходи для унеможливлення резонансу, наприклад, за допомогою зміни приведеної жорсткості валів шляхом застосування у приводі гнучкої муфти. У випадку, коли провести дослідження режимів роботи механізму за допомогою чисельного інтегрування математичної моделі руху механізму неможливо, необхідно проводити перевірку співпадіння власних частот коливань механізму з частотами коливань пульсуючих складових електромагнітного моменту двигуна. Для цього необхідно розробити ефективні інженерні методики розрахунку, які б враховували наведені у даній роботі дослідження.

Для систем із розподіленими параметрами виникнення резонансу при їх роботі з асинхронним електроприводом виникає завжди. Однак у багатьох випадках резонанс для цих систем не є небезпечним, оскільки: 1) пульсуючі складові електромагнітного моменту можуть мати невелику амплітуду і будуть швидко затухати; 2) механічна частина системи характеризується значним демпфуванням зовнішнього збурення. Для того, щоб встановити ступінь небезпеки резонансу для систем із розподіленими параметрами, необхідно проводити чисельне інтегрування диференціальних рівнянь руху системи та знаходити максимальні зусилля, які діють в елементах машин та механізмів.

Conclusions. The researches of the movement of machines and mechanisms equipped with the asynchronous electric drive must be performed using dynamic mechanical characteristics of the engine. This allows to bind dangerous resonance modes of the mechanism and to design measures to prevent resonance, for example, by changing the reduced stiffness of shaft through the use of flexible drive couplings. When the study of modes of the mechanism by numerical integration of the mathematical model of the mechanism is not possible, it is necessary to control the match of natural frequencies of vibration of the mechanism itself with the vibration of frequencies of pulsating

electromagnetic components of the engine. It is necessary to develop effective engineering methods of calculation, which would take into consideration the presented in this paper researches.

The resonance in systems with distributed parameters in their work with asynchronous drive appears always. However, in many cases the resonance for these systems is not dangerous because: 1) pulsating electromagnetic torque components can have a small amplitude and fade quickly; 2) the mechanical part of the system is characterized by strong damping of external disturbance. In order to establish the degree of danger of resonance for systems with distributed parameters it is necessary to carry out the numerical integration of differential equations of motion of the system and of find the maximum force in the elements of machines and mechanisms.

Список використаної літератури

1. Коловский, М.З. Динамика машин [Текст] / М.З. Коловский. – Л.: Машиностроение, 1989. – 265 с.
2. Магнус, К. Колебания: введение в исследование колебательных систем [Текст] / К. Магнус; пер. с нем. – М.: Мир, 1982. – 302 с.
3. Пановко, Я.Г. Основы прикладной теории колебаний [Текст] / Я.Г. Пановко. – Л.: Машиностроение, 1976. – 320 с.
4. Андронов, А.А. Теория колебаний [Текст] / А.А. Андронов, А.А. Витт, С.Э. Хайкин. – Л.: Государственное издание физико-математической литературы, 1959. – 916 с.
5. Яворська, А.В. Математична модель динаміки руху кормозмішувача гвинтового типу [Текст] / А.В. Яворська, В.С. Ловейкін // Сільськогосподарські машини. – 2011. – Вип. 21. – Том 2. – С. 255 – 264.
6. Ловейкін, В.С. Дослідження динаміки пуску скребкового конвеєра зі змінним навантаженням у процесі пуску [Текст] / В.С. Ловейкін, О.Ю. Костина // Motrol. Том 13 В. 2011. – Lublin. – С. 42 – 49.
7. Ловейкін, В.С. Математична модель динаміки руху стрічкового ківшового елеватора з одностороннім зв'язком тягового органа [Текст] / В.С. Ловейкін, В.А. Бортун // Вісник Тернопільського національного технічного університету. – 2012. – Том 65, № 1. – С. 83 – 89.
8. Будиков, Л.Я. Многопараметрический анализ динамики грузоподъемных кранов мостового типа [Текст] / Л.Я. Будиков. – Луганск: Издательство ВУГУ, 1997. – 210 с.
9. Лобов, Н.А. Динамика грузоподъемных кранов [Текст] / Н.А. Лобов. – М.: Машиностроение, 1987. – 160 с.
10. Чиликин, М.Г. Общий курс электропривода: учебник для студ. вузов [Текст] / М.Г. Чиликин, А.С. Сандлер. – 6-е изд., доп. и перераб. – М.: Энергоиздат, 1981. – 576 с.
11. Штейнер, Р.Т. Математическое моделирование электроприводов переменного тока с полупроводниковыми преобразователями частоты [Текст] / Р.Т. Штейнер. – Екатеринбург: УРО РАН, 2000. – 654 с.
12. Вешеневский, С.Н. Характеристики двигателей в электроприводе [Текст] / С.Н. Вешеневский. – М.: Энергия, 1977. – 432 с.
13. Казовский, Е.Я. Переходные процессы в электрических машинах переменного тока [Текст] / Е.Я. Казовский. – М.-Л.: Изд-во Академии наук СССР, 1962. – 625 с.

Отримано 17.09.2013