

УДК 621.771.06-233.2

ФОРМИРОВАНИЕ АМПЛИТУДНОЙ ЧАСТОТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ДЕБАЛАНСНОГО ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЯ НА ОСНОВЕ ПРИНЦИПА ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СОВМЕСТИМОСТИ

Н. А. Задорожний, Д. С. Пономарёв

Донбасская государственная машиностроительная академия
ул. Шкадинова, 72, г. Краматорск, 84313, Украина. E-mail: ket@dema.donetsk.ua

Рассматривается сравнительный анализ демпфирующей способности двухмассовой электромеханической системы дебалансного вибровозбудителя, настроенной на модульный оптимум как для жёсткой системы, так и с учётом упругости. Для снижения резонансного пика выполнена настройка на максимальное взаимодействие. В связи с малым коэффициентом инерционных масс вибровозбудителя реализовать желаемую демпфирующую способность не удаётся, поэтому применена гибкая отрицательная обратная связь по скорости второй массы и показано её влияние на демпфирующую способность и полосу пропускания электромеханической системы. Приведены выражения амплитудно-частотной характеристики и коэффициентов демпфирования системы.

Ключевые слова: демпфирующая способность, гибкая обратная связь, модульный оптимум, максимальное взаимодействие, двухмассовая электромеханическая система.

ФОРМУВАННЯ АМПЛІТУДНОЇ ЧАСТОТНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ ДЕБАЛАНСНОГО ВІБРОЗБУДЖУВАЧА НА ОСНОВІ ПРИНЦИПУ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЇ СУМІСНОСТІ

М. О. Задорожній, Д. С. Пономарьов

Донбаська державна машинобудівна академія
вул. Шкадінова, 72, м. Краматорськ, 84313, Україна. E-mail: ket@dema.donetsk.ua

Розглянуто порівняльний аналіз демпфівальної здібності двомасової електромеханічної системи дебалансного вібробуджувача, налаштованої на модульний оптимум як для абсолютно жорсткої системи, так і з урахуванням пружності. Для зниження резонансного піку виконане налаштування на максимальну взаємодію. У зв'язку з малим коефіцієнтом розподілу інерційних мас вібробуджувача реалізувати бажану демпфівальну дію не вдається, тому застосований гнучкий зворотній зв'язок за швидкістю другої маси та показаний її вплив на демпфівальну дію й смугу пропускання електромеханічної системи. Приведено вирази амплітудно-частотної характеристики та коефіцієнти демпфування системи.

Ключові слова: демпфівальна здібність, гнучкий зворотній зв'язок, модульний оптимум, максимальна взаємодія, двомасова електромеханічна система.

АКТУАЛЬНОСТЬ РАБОТЫ. Привод дебалансного вибровозбудителя является электромеханической системой (ЭМС) с возмущениями гармонического типа. Требования технологического процесса к приводам дебалансного вибровозбудителя изложены в [1], исходя из которых такие ЭМС, кроме широкой полосы пропускания, должны иметь также удовлетворительные демпфирующие способности. При синтезе параметров для такой ЭМС решаются две противоречивые задачи – сохранение демпфирующей способности при широкой полосе пропускания системы. Задача синтеза усложняется наличием упругого звена в механической системе, собственная частота колебаний которого, как правило, лежит в рабочем диапазоне частоты возмущений.

Наиболее простой вариант решения может заключаться в разнесении собственной частоты упругих колебаний из рабочего участка [2]. Но применение такого метода повышает циклическую загруженность механической передачи и приводит к быстрому усталостному износу. Поэтому перспективным является метод настройки на максимальное взаимодействие в ЭМС по принципу электромеханической совместимости [3].

МАТЕРИАЛ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ. Структурная схема обобщённой исследуемой системы представлена ниже (рис. 1). В данной структурной схеме приняты следующие допущения:

- отсутствуют диссипативные силы в упругой передаче;
- контур тока, если он присутствует, настроен на максимальное быстродействие: его передаточная функция стремится к единице;
- управляемый преобразователь имеет линеаризованную характеристику;
- можно пренебречь реакцией якоря электродвига-

теля.

Исходные технические данные ЭМС:

– тип двигателя: МПГ-900;

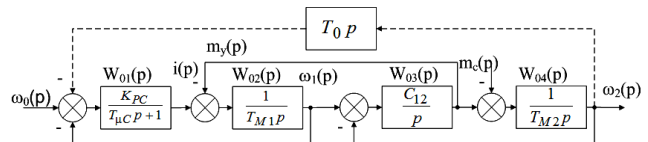


Рисунок 1 – Структурная схема обобщённой ЭМС привода дебалансного вибровозбудителя

- постоянная электромеханическая $T_{M1}=1,596$ с;
- постоянная компенсируемая контура скорости находится в пределах $T_{μc}=14...65$ мс (для иллюстрации принято $T_{μc}=65$ мс);
- коэффициент распределения инерционных масс в зависимости от эксцентриситета дебаланса находится в пределах $γ=1,25...1,64$ (принято $γ=1,5$);
- частота упругих колебаний $Ω_{12}=300$ с⁻¹.

Для качественной оценки настроек ЭМС необходимо выделить несколько видов амплитудно-частотной характеристики (АЧХ), которые получены из передаточных функций [4].

Передаточная функция в относительной форме канала управления:

$$W_y(p) = \frac{\omega_2(p)}{\omega_0(p)} = \frac{1}{Q(p)} \quad (1)$$

Передаточные функции по возмущающему воздействию в относительной форме для тока (момента) и момента в упругом звене имеют следующий вид:

$$W_i(p) = \frac{i(p)}{m_c(p)} = W_y(p); \quad (2)$$

$$W_v(p) = \frac{m_y(p)}{m_c(p)} = \frac{D(p)}{Q(p)} \quad (3)$$

Характеристический полином в обобщённых параметрах записывается следующим выражением:

$$Q(p) = \gamma K_B T_y^4 p^4 + 2\gamma \xi_d \sqrt{K_B T_y^3} p^3 + \gamma(1 + K_B) T_y^2 p^2 + 2\gamma \xi_d \sqrt{K_B T_y} p + 1. \quad (4)$$

Из передаточных функций (1-3) получены выражения АЧХ, по которым выполнены дальнейшие оценки показателей ЭМС.

В классической теории автоматического управления существует инженерный критерий настройки на модульный оптимум [4] систем подчинённого регулирования, при котором модуль передаточной функции будет прижат к уровню статической точки.

При данных настройках на АЧХ (рис. 2) общая рабочая полоса пропускания является крайне ограниченной, качество регулирования процессов виброобработки на угловых частотах до 614 с⁻¹ неудовлетворительное. Естественно, что на высоких частотах вращения вала вибровозбудителя оказывается существенным влияние упругости механической передачи. Система автоматического управления (САУ) при выполнении технологической операции достигает резонансной частоты упругой передачи (рис. 3), что приведёт к её перегрузкам и выходу из строя.

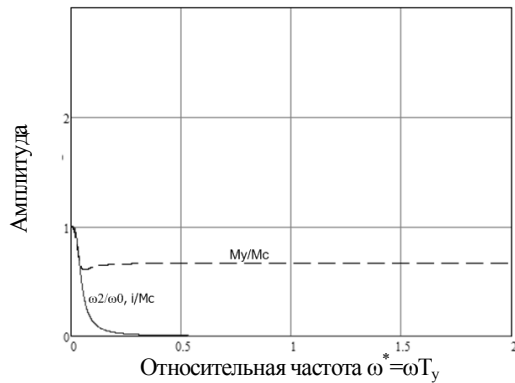


Рисунок 2 – АЧХ абсолютно-жесткой системы при настройке на модульный оптимум

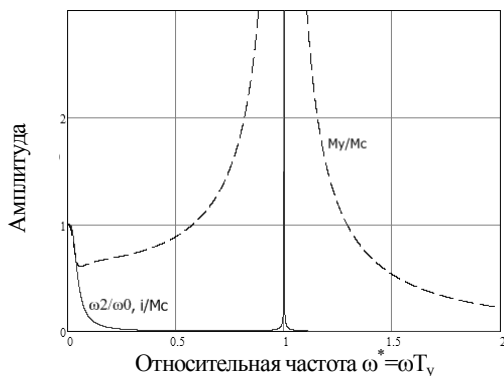


Рисунок 3 – АЧХ упругой системы при настройке на модульный оптимум

Устранить отрицательное влияние упругих связей возможно при синтезе параметров (структур) ЭМС за счет усиления электромеханического взаимодействия. Оптимальные соотношения параметров обеспечивают равенство (совмещение) парциальных частот электромагнитной и механической подсистем [3] при тождественности процессов.

Выражение АЧХ канала управления и тока будет

представлено двумя направленными колебательными звеньями:

$$A(\omega) = \frac{1}{\sqrt{(1 - T_y^2 \omega^2)^2 + (\gamma - 1) T_y^2 \omega^2}} \times \frac{1}{\sqrt{(1 - T_y^2 \omega^2)^2 + (\gamma - 1) T_y^2 \omega^2}} \quad (5)$$

АЧХ по выражению (5), а также АЧХ канала возмущения изображены на рис. 4.

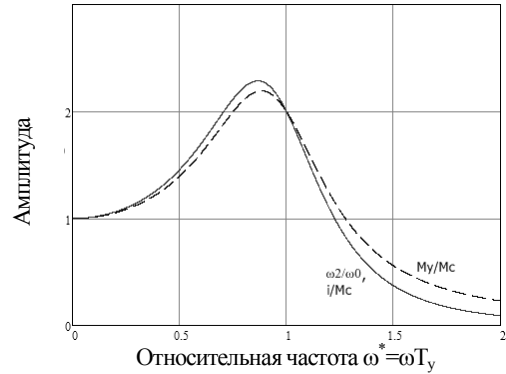


Рисунок 4 – АЧХ упругой системы при настройке на минимум колебательности

Величина максимального демпфирования в подсистемах зависит от коэффициента распределения инерционных масс

$$\xi = \frac{1}{2} \sqrt{\gamma - 1} \quad (6)$$

Собственная частота подсистем будет равна

$$\Omega = \Omega_{12} \frac{\sqrt{5 - \gamma}}{2} \quad (7)$$

а на частоте резонанса двухмассовой ЭМС величина амплитуды охарактеризуется следующим выражением:

$$A(\omega) \Big|_{\omega = \Omega_{12}} = \frac{1}{\gamma - 1} \quad (8)$$

Таким образом, повлиять на предельное значение демпфирования подсистем можно путём изменения коэффициента γ . Но большинство способов требует вмешательства в механическое оборудование, что не всегда приемлемо. С точки зрения систем управления на коэффициент γ можно также повлиять путём введения гибкой отрицательной обратной связи (ГООС) по скорости второй массы [3], обозначенной пунктирной линией на структурной схеме рис. 1.

Значительно удобнее пользоваться коэффициентом глубины ГООС, который рассчитывается, исходя из параметров коэффициента регулятора скорости K_{PC} , постоянной дифференцирования T_0 , постоянной T_{m1} и коэффициента γ [4].

В таком случае коэффициент демпфирования подсистем будет равен

$$\xi = \frac{1}{2} \frac{\sqrt{(1 + \phi_0)^2 \gamma - 2(1 + \phi_0) + 1}}{\sqrt{1 + \phi_0}} \quad (9)$$

а собственная частота подсистем станет равной

$$\Omega = \frac{1}{2T_y} \sqrt{6(1 + \phi_0) - 1 - \gamma(1 + \phi_0)^2} \quad (10)$$

В случае, если $\phi_0 = 0$, выражение (8) принимает вид выражения (5), что означает обрыв цепи ГООС (рис. 1) и (9) принимает вид (6).

При значении $\phi_0 = 1$ коэффициент демпфирования подсистем увеличивается, собственные частоты под-

систем збільшуються по відношенню к частоті коливань двохмасової ЕМС, що приводить ще і к збільшенню полоси пропускання, а величина АЧХ (рис. 5) на частоті упрругих коливань становит

$$A(\omega) \Big|_{\omega=\Omega_{12}} = \frac{2}{2\gamma - 1} \quad (11)$$

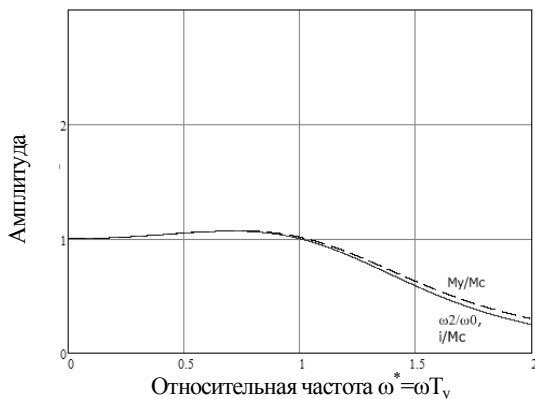


Рисунок 5 – АЧХ упрругої системи при настройці на мінімум коливанельності с ГООС

ВЫВОДЫ. Введение ГООС по скорости второй массы в САУ, при максимальном взаимодействии, позволяет повысить демпфирующую способность ЭМС при сохранении полосы пропускания, а в некоторых случаях и увеличить её, что является крайне актуальной задачей для ЭМС с малыми коэффициентами распределения инерционных масс.

Имеет смысл рассмотреть теорию электромехани-

CREATING FREQUENCY RESPONSE OF UNBALANCED VIBRATION GENERATOR ELECTROMECHANICAL SYSTEM BASED ON THE PRINCIPLE OF ELECTROMECHANICAL COMPATIBILITY

N. Zadorozhniy, D. Ponomaryov

Donbass State Machine-Building Academy

ul. Shkadinova, 72, Kramatorsk, 84313, Ukraine. E-mail: ket@dgma.donetsk.ua

The article describes a comparative analysis damping ability of unbalanced vibration generator of two-mass elastic electromechanical system tuned to the modular optimum for rigid systems, and taking into account the elasticity. To reduce the resonance peak we tuned system to the maximum interaction on the principle of electromechanical compatibility. Due to the low coefficient of vibration generator inertial mass to implement the desired damping capacity will not be able, so applied a flexible negative feedback to the velocity of the second mass and shows its influence on the damping capacity and bandwidth of electromechanical system. An expression of the frequency response and damping coefficients of the electromechanical system is present.

Key words: damping capacity, flexible feedback, modular optimum, maximum interaction, elastic two-mass electromechanical system.

REFERENCES

1. Zadorozhniy N.A., Kolot A.V., Ponomaryov D.S. The rationale for selecting the type of vibroexciter for stabilizing of weldments remaining tensions processing of the large welded details // *Scientific works of Donetsk National Technical University. A series of "Electrical and Power"*. – Donetsk: Donetsk National Technical University, 2011. – № 11 (186). – PP. 164–166. [in Russian]
2. Burgin B. Sh. *Analysis and synthesis of two-mass electromechanical systems*: The monograph. – Novosibirsk: Novosibirsk Electro-technical. Inst., 1992. – 199 p. [in Russian]
3. Zadorozhniy N.A. The principle of electromechanical compatibility in machines drives with exible echanical nnections // *Bulletin of KhPU "KhPI"*. – Kharkov: KhPU, 1999. – Iss. 61. – PP. 123–124. [in Russian]

ческого взаимодействия с ГООС совместно с условиями регламентации демпфирующего действия электропривода [5] для обеспечения дальнейшего увеличения полосы пропускания ЭМС и ограничения перегрузки электродвигателя и управляемого преобразователя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Задорожний Н.А., Колот А.В., Пономарёв Д.С. Обоснование выбора типа вибровозбудителя для вибростабилизирующей обработки крупногабаритных сварных деталей // *Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія "Електротехніка і енергетика"*. – Донецьк: ДонНТУ, 2011. – № 11 (186). – С. 164–166.
2. Бургин Б.Ш. Анализ и синтез двухмассовых электромеханических систем: моногр. – Новосибирск: Новосиб. электротехн. ин-т., 1992. – 199 с.
3. Задорожний Н.А. Принцип электромеханической совместимости в приводах машин с упругими механическими связями // *Вестник ХГПУ «ХПИ»*. – Харьков: ХГПУ. – 1999. – Вып. 61. – С. 123–124.
4. Задорожний Н.А., Задорожня И.Н. Анализ и синтез электромеханических систем управления приводом машин с упругими механическими связями: учеб. пособие по дисциплине «Теория электропривода». – Краматорск: ДГМА, 2010. – 192 с.
5. Задорожний Н.А., Пономарёв Д.С. Исследование динамических свойств двухмассовой электромеханической системы по амплитудно-частотным характеристикам // *Електротехнічні та комп'ютерні системи*. – 2011. – № (03) 79. – С. 105–109.

Стаття надійшла 9.07.2012.
Рекомендовано до друку
д.т.н., проф. Родькіним Д.Й.