

Донбасская государственная машиностроительная академия

## ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ДВУХМАССОВОЙ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПО АМПЛИТУДНО-ЧАСТОТНЫМ ХАРАКТЕРИСТИКАМ

*Рассматривается двухмассовая электромеханическая система вибровозбудителя для вибростабилизирующей обработки сварных деталей при настройке системы управления на максимальное взаимодействие электрической и механической подсистем с регламентацией демпфирующего действия. Получены условия выбора оптимального коэффициента регламентации для снижения резонансного всплеска амплитудно-частотной характеристики.*

*Розглядається двомасова електромеханічна система вібровбуджувача для вібростабілізуючої обробки зварних деталей з настроюванням системи керування на максимум взаємодії електричної та механічної підсистем з регламентацією демпфуючої дії. Отримані умови вибору оптимального коефіцієнта регламентації для зниження резонансного піку амплітудної частотної характеристики.*

*The article present a two mass vibroexciter electromechanical system for stabilizing weldments remaining tensions when control system tuning to maximize interaction between the electrical and mechanical subsystems with regulation of the damping action. Also obtain conditions for choosing the optimal rate regulation to reduce the resonance peak of amplitude frequency response.*

В связи с повышением качества и увеличением объема выпускаемой продукции к современным технологическим машинам предъявляются высокие требования. Совершенствование технического уровня машин без исследования характеристик практически невозможно.

Основным структурным элементом современных технологических машин является автоматизированный электропривод. Динамика электропривода имеет важное значение в выполнении функций машин. Существует ряд возможных способов оптимизации динамики электромеханических систем (ЭМС), описанных в трудах Ключева В.И. [8], Борцова Ю.А. [1], Бургина Б.Ш. [2], Герасимьяка Р.П. [4] и других авторов, но каждый из них лежит в пределах использования того или иного вида электромеханического оборудования.

Известен класс ЭМС, для которых характерны возмущения по нагрузке, описываемые

$$M_C = M_{MAX} \sin(\Omega t). \quad (1)$$

К таким ЭМС относят, например, привод роторного ковша экскаватора или привод вибровозбудителей. Последний из них классифицируется не только гармоническими возмущениями, но и наличием упругой механической подсистемы с малым коэффициентом распределения инерционных масс  $\gamma$ . При анализе таких систем наиболее удобно использовать амплитудно-частотные характеристики.

Для оценки функционирования систем автоматического регулирования (САР) применяют показатели качества. Показатели качества разделяют на прямые и косвенные [3]. К прямым показателям относят:

- показатели качества, полученные при моделировании ЭМС;
- корневые показатели качества.

Косвенные показатели качества:

- частотные;
- интегральные.

Применение прямых показателей качества непосредственно позволит получить достаточно точные результаты, но для сложной САР с характеристическим уравнением четвертого, пятого и более высокого порядка, анализ и оптимизация динамики процессов весьма затруднительны.

Применение частотных показателей качества является громоздким для систем высокого порядка, но применяя упрощенные оценки и учитывая, что частотные показатели являются косвенными, можно с достаточной степенью точности утверждать о показателях качества той или иной системы. Кроме того, при гармоническом возмущении вида (1) применение частотных критериев позволяет оценить работу САР во всем рабочем диапазоне частот.

В соответствии с положениями теории колебаний [9] и принципа академика Ю. Ишлинского колебательная система звеньев высокого порядка может быть приведена к эквивалентной системе второго порядка при условии равных собственных частот этих звеньев. При выполнении этих условий подсистемы находятся во взаимодействии и возможна реализация предельной степени демпфирующего действия электропривода [7].

Демпфирующее действие электропривода позволяет сформировать требуемые динамические качества ЭМС по тому или иному критерию.

Рассмотрим ЭМС вибростабилизирующей обработки, которая состоит из обрабатываемой детали на виброизолирующих опорах, вибровозбудителя дебалансного типа с приводным двигателем постоянного тока типа МПТ-900 со следующими паспортными данными:

- номинальная мощность:  $P_n = 900$  Вт;
- номинальное напряжение якоря:  $U_n = 27$  В;

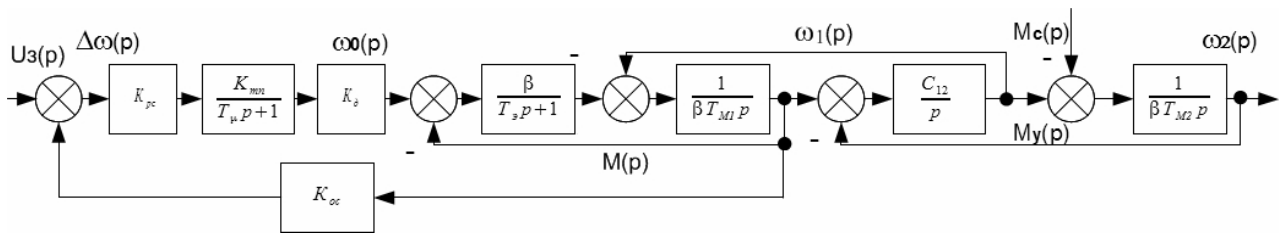


Рис.1. Структурная схема виброкомплекса

- номинальный ток якоря:  $I_n = 41$  А;
- номинальное число оборотов вала двигателя:  $n_n = 5600$  об/мин.

Данный вибровозбудитель позволяет генерировать механические колебания в диапазоне частот 10...100 Гц. В составе САУ имеется однофазный тиристорный преобразователь, регулятор и датчик скорости. Структурная схема ЭМС представлена на рис.1.

Для построения амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) приведенной ЭМС необходимо использовать ее передаточную функцию. Будем анализировать АЧХ передаточной функции

$$W(p) = \frac{M(p)}{U_y(p)}. \quad (2)$$

При анализе АЧХ необходимо руководствоваться относительными амплитудами – это позволит сравнить динамику ЭМС широкого класса. Кроме того, передаточная функция (2) в о.е. будет аналогична передаточной функции по управляющему воздействию. Выполнив преобразование передаточной функции (2), получим

$$W(p) = \frac{K_{oc}^{-1}}{Ap^5 + Bp^4 + Cp^3 + Dp^2 + Ep + 1}, \quad (3)$$

где  $K_{oc}$  – коэффициент обратной связи по скорости первой массы; А, В, С, D, Е – коэффициенты при степенях характеристического полинома.

Коэффициенты характеристического полинома

$$\begin{aligned} A &= \frac{\gamma K_B T_V^4 T_\mu}{\kappa}; \\ B &= \frac{\gamma K_B T_V^4 + 2\gamma \xi_D \sqrt{K_B} T_V^3 T_\mu}{\kappa}; \\ C &= \frac{2\gamma \xi_D \sqrt{K_B} T_V^3 + \gamma T_V^2 (1 + K_B) T_\mu}{\kappa}; \\ D &= \frac{\gamma T_V^2 (\kappa + K_B) + 2\gamma \xi_D \sqrt{K_B} T_V T_\mu}{\kappa}; \\ E &= \frac{2\gamma \xi_D \sqrt{K_B} T_V + T_\mu}{\kappa}. \end{aligned} \quad (4)$$

Фактические значения параметров ЭМС вибровозбудителей имеют следующие значения: – коэффициент распределения инерционных масс  $\gamma = 1,5 \dots 2,4$ ; – коэффициент взаимодействия в ЭМС  $K_B = 4 \dots 5$ ; – коэффициент демпфирования двигателя  $\xi_D = 0,25 \dots 0,35$ ; – частота упругих колебаний двухмассовой системы  $\Omega_{12} = 120 \dots 300$  с<sup>-1</sup>; – эквивалентная малая постоянная времени  $T_\mu = 0,001 \dots 0,01$  с;

Статический коэффициент усиления разомкнутой САУ  $\kappa = 3,5 \dots 10$ .

В выражениях (4) использована форма нормирования характеристического полинома ЭМС, предложенная в [5].

Выражение АЧХ приведенной на рис.1 системы

$$A(\omega) = \frac{1}{\sqrt{(B\omega^4 - D\omega^2 + 1)^2 + (A\omega^5 - C\omega^3 + E\omega)}}. \quad (5)$$

Выражение АЧХ вида (5) передаточной функции (2) далее будем называть АЧХ канала формирования момента (тока) электромеханического преобразователя.

На рис.2 приведены кривые АЧХ для фактических параметров при двух разных частотах упругих колебаний: фактической частоты  $\Omega_{12} = 300$  с<sup>-1</sup>, а для сравнения  $\Omega_{12}' = 200$  с<sup>-1</sup> при  $\gamma = 1,5$ .

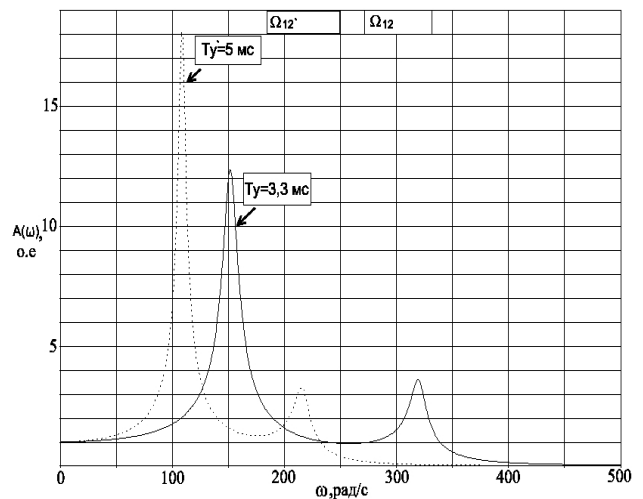


Рис. 2. АЧХ фактической ЭМС вибровозбудителя

Для оптимизации ЭМС с реализацией демпфирующего действия и эффективного вибровозбуждения необходимо выполнить две противоречивые задачи:

- ограничение резонансного пика;
- расширение частотного диапазона САУ.

Исходя из описания процессов в ЭМС, близость собственных частот ЭМС обеспечивается условиями [7]

$$\begin{cases} K_B = \frac{1}{\gamma}; \\ \xi_D = \sqrt{\frac{\gamma-1}{\gamma}}. \end{cases} \quad (6)$$

При выполнении условий (6) предельное демпфирование в ЭМС

$$\xi_{ЭП} = \xi_{МП} = \xi = \frac{1}{2} \sqrt{\gamma - 1}, \quad (7)$$

где  $\gamma$  – коэффициент распределения инерционных масс;  $\xi_{ЭП}$  – коэффициент демпфирования электрической (ЭП) подсистемы;  $\xi_{МП}$  – коэффициент демпфирования механической (МП) подсистемы.

По выражению (7) критическое (максимальное) значение коэффициента демпфирования в подсистемах зависит от коэффициента распределения инерционных масс, а собственные частоты

$$\Omega_1 = \Omega_2 = \frac{\sqrt{5 - \gamma}}{2T_y}. \quad (8)$$

Построенные зависимости АЧХ канала формирования момента (тока) двигателя при соблюдении условия (6) и коэффициентов распределения инерционных масс  $\gamma = 1,5; 1,64; 1,81; 2; 3$ , представлены на рис.3.

Согласно рис.3 резонансный пик значительно снижен с увеличением полосы пропускания системы для малых значений  $\gamma$ , что является дополнительным положительным качеством исходной системы. Но применение коэффициента распределения инерционных масс  $\gamma > 2$  нежелательно в связи с невозможностью качественной виброобработки деталей на высоких частотах.

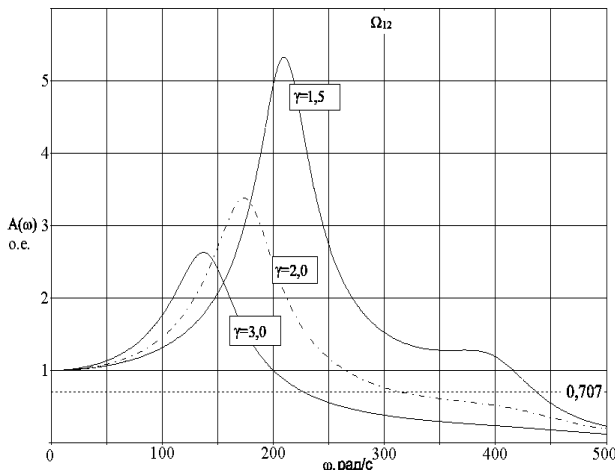


Рис.3. АЧХ при максимуме взаимодействия в ЭМС

Превышение амплитудного значения в пять раз по отношению к номинальному току является также негативным фактором при прохождении электроприводом через резонансные частоты. Влияние на амплитудный пик непосредственно инерционным фильтром является весьма сложной и непрактичной задачей в связи с переменной частотой возмущения. Более практичным вариантом является ограничение пика АЧХ электрической подсистемой. Поэтому необходимо искать дополнительные пути снижения резонансной амплитуды.

Условие (6) приводит к случаю, когда характеристический полином (3) примет вид:

$$Q(p) = (T_0 p^2 + 2\xi T_0 p + 1)(T_0 p^2 + 2\xi T_0 p + 1)(T_0 p + 1) \quad (9)$$

А коэффициенты при степенях характеристического полинома (3) могут быть определены

$$\begin{aligned} A &= \frac{T_y^4 T_\mu}{\kappa}; \\ B &= \frac{T_y^4 + 2\sqrt{\gamma - 1} T_y^3 T_\mu}{\kappa}; \\ C &= \frac{2\sqrt{\gamma - 1} T_y^3 + (\gamma + 1) T_y^2 T_\mu}{\kappa}; \\ D &= \frac{T_y^2 (\gamma \kappa + 1) + 2\sqrt{\gamma - 1} T_y T_\mu}{\kappa}; \\ E &= \frac{2\sqrt{\gamma - 1} T_y + T_\mu}{\kappa}. \end{aligned} \quad (10)$$

При регламентации (перераспределении) демпфирования между подсистемами можно более существенно снизить амплитуду резонансного пика. При этом коэффициенты демпфирования подсистем

$$\begin{cases} \xi_1 = \xi_{МП} = \frac{1}{2} \sqrt{\varepsilon(\gamma - 1)}; \\ \xi_2 = \xi_{ЭП} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{\gamma - 1}{\varepsilon}}. \end{cases} \quad (11)$$

где  $\varepsilon$  – коэффициент веса вносимого демпфирования ( $0 \leq \varepsilon \leq 1$ ).

Коэффициента демпфирования двигателя для случая (11)

$$\xi_D = \frac{\varepsilon + 1}{2\sqrt{\varepsilon}} \sqrt{\frac{\gamma - 1}{\gamma}}. \quad (12)$$

В случае, когда  $\varepsilon = 1$ , выражение (11) приобретает вид коэффициента демпфирования двигателя (6).

Зависимости АЧХ канала формирования момента (тока) электромеханического преобразователя в соответствии с выражением (12) для фактического значения  $\gamma = 1,5$  изображена на рис.4. Согласно полученным графическим зависимостям АЧХ при регламентации вносимого демпфирования возможно при  $\varepsilon$  близком к оптимальному значению  $\varepsilon = 0,25$ , снизить величину амплитуды резонансного пика на 35...50 % при уменьшении полосы пропускания на 4...7 %, что является удовлетворительным показателем.

Коэффициент веса  $\varepsilon$  указывает на увеличение коэффициента демпфирования двигателя (12) и является параметром, косвенно влияющим на точку экстремума оптимальной по взаимодействию ЭМС, появляющейся при выполнении условия (6).

Снижение резонансного пика можно охарактеризовать небольшой «раздвижкой» частот подсистем от резонансной (8), входящих в полную ЭМС по принципу динамического закругления [9].

Графически изменение коэффициентов демпфирования проиллюстрировано на рис. 5.

На нем можно заметить исходное значение коэффициента демпфирования двигателя  $\xi_D$ , а также исходные значения коэффициентов демпфирования механической и электрической подсистем ЭМС  $\xi_1$  и  $\xi_2$  соответственно, которые по условию (6) превращают характеристический полином в (9). При уменьшении коэффициента веса  $\varepsilon$  значения коэффициентов демпфирования ЭМС «раздвигаются» и электрическая подсистема приобретает большее значение коэффициента демпфирования по условию (11). При

этом характеристический полином из вида (9) примет следующий вид:

$$Q(p) = (T_0 p^2 + 2\xi_1 T_0 p + 1)(T_0 p^2 + 2\xi_2 T_0 p + 1) \times (T_0 p + 1). \quad (13)$$

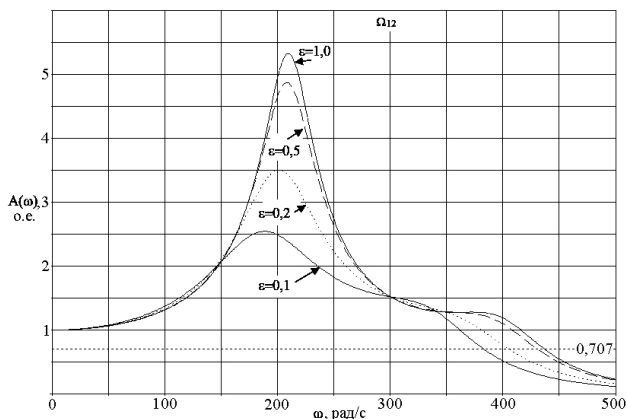


Рис. 4. АЧХ тракта тока двигателя при регламентации вносимого демпфирования в ЭМС

Согласно графическим зависимостям на рис. 5, коэффициент регламентации имеет запретную зону (ограничение) в начальной области, где не соблюдается условие

$$\xi_2 \leq \xi_d, \quad (14)$$

т.е. начальное ограничение наблюдается, когда коэффициент демпфирования ЭП ЭМС больше по величине коэффициента демпфирования двигателя, что физически невозможно.

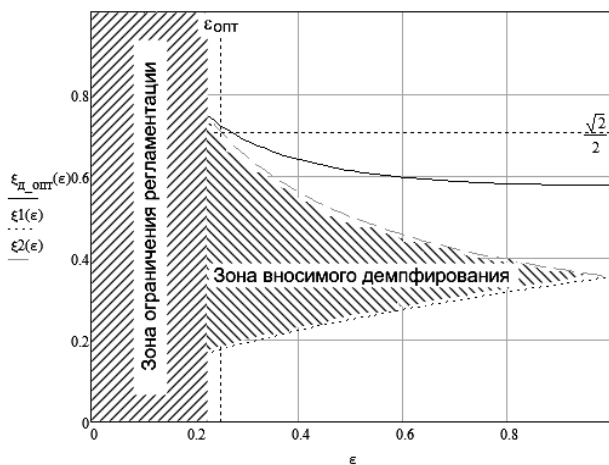


Рис. 5. Зависимости коэффициентов демпфирования ЭМС при регламентации

Зона вносимого демпфирования указывает на распределение демпфирующей способности между ЭП и МП ЭМС.

Оптимальное значение коэффициента веса  $\varepsilon_{\text{опт}}$  выбирается из условия технологического обоснования [6], согласно которому ЭМС должна иметь колебательный характер для активного демпфирования упругих колебаний

$$\xi_2 \leq \frac{\sqrt{2}}{2}. \quad (15)$$

При изменении коэффициента распределения инерционных масс конечное ограничение коэффициента веса связано с совпадением кривых коэффициента демпфирования двигателя  $\xi_d$  и коэффициентов демпфирования  $\xi_1, \xi_2$  в соответствии с условием

$$\gamma \leq (\varepsilon + 1)^2 \leq 4. \quad (16)$$

Таким образом, максимальное предельное значение коэффициента веса, равное 1, зависит от коэффициента распределения инерционных масс и в случае  $\gamma = 4$ , по условию (16), значения коэффициентов демпфирования  $\xi_1, \xi_2$  и  $\xi_d$  равны  $\sqrt{3}/2$ .

Размер зоны ограничения на рис. 5 по оси абсцисс от начала координат до координаты по условию (14) зависит от коэффициента  $\gamma$ , и в случае  $\gamma=4$ , по условию (16), зона ограничения будет располагаться до  $\varepsilon=1$ , т.е. в такой ЭМС изменять вносимое демпфирование невозможно.

Для определения оптимального значения коэффициента  $\varepsilon_{\text{опт}}$ , с учётом (11) и (12) при предельном значении коэффициента  $\xi_2$ , удовлетворяющего условию (15), можно воспользоваться выражением

$$\varepsilon_{\text{опт}} = \sqrt{\gamma} - 1, \quad (17)$$

и в нашем случае, при фактических параметрах ЭМС, оптимальное значение  $\varepsilon_{\text{опт}} = 0,225$ , что совпадает с графическим решением на рис. 5.

Нетрудно заметить, что значения  $\xi_2$  при соблюдении условия (15) можно добиться только при  $\gamma \leq 3$ , т.е. в случае, когда  $3 < \gamma \leq 4$ , добиться колебательного характера ЭП ЭМС невозможно.

Исходя из полученного значения оптимального коэффициента веса  $\varepsilon_{\text{опт}}$ , вычислим показатели качества по АЧХ оптимизированной САР.

Показатель колебательности определяем как отношение амплитуды резонансного пика к начальной амплитуде

$$M = \frac{A(\omega_p)}{A(0)}, \quad (18)$$

где  $A(\omega_p)$  – величина АЧХ на частоте резонанса;  $A(0)$  – величина АЧХ в статическом режиме.

Перерегулирование

$$\delta = \frac{1,18 \cdot U_{\text{max}}(\omega) - U(0)}{U(0)} \cdot 100\%, \quad (19)$$

где  $U_{\text{max}}(\omega)$  – величина пика вещественной частотной характеристики (ВЧХ);  $U(0)$  – величина ВЧХ в статическом режиме.

Время регулирования определим как период колебаний на частоте среза  $(\omega_c)AЧХ$ :

$$t_p = \frac{2 \cdot 2\pi}{\omega_c}. \quad (20)$$

Полученные графические зависимости показателей качества регулирования в зависимости от коэффициента веса  $\varepsilon$  представлены на рис.6. На данный график вынесены также кривые частоты резонанса  $\omega_p$ , частоты среза  $\omega_c$  и полосы пропускания системы регулирования. По ним можно увидеть, что регламента-

ция демпфирующего действия в значительной степени влияет на показатель колебательности при несущественном изменении полосы пропускания. Для ЭМС данного класса при малых коэффициентах распределения инерционных масс  $\gamma$  снижение резонансного пика является существенным, так как в ЭМС одним из основополагающих коэффициентов, влияющих на демпфирующую способность ЭМС, и является данный коэффициент  $\gamma$ .

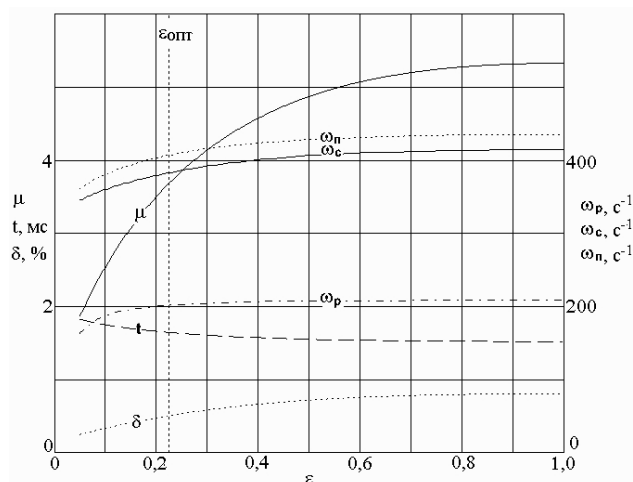


Рис.6. Показатели качества при регламентации демпфирующего действия

**Выводы.** Предложенная методика оптимизации ЭМС позволяет ограничить резонансный максимум АЧХ за счёт регламентации вносимого демпфирования в механическую подсистему.

Возможное снижение амплитуды резонансного пика на 50 % и стабилизация полосы пропускания являются условиями эффективного преобразования энергии вибровозбуждения в обрабатываемую деталь. Аналитические соотношения оптимизации учитывают требования технологического процесса виброобработки и дают практические результаты ограничения динамических нагрузок в ЭМС за счёт демпфирующего эффекта электропривода.

#### Список использованной литературы

1. Борцов Ю. А. Автоматизированный электропривод с упругими связями / Ю. А. Борцов, Г. Г. Соколовский. – СПб.: Энергоатомиздат, 1992. – 288 с.
2. Бургин Б. Ш. Анализ и синтез двухмассовых электромеханических систем / Б. Ш. Бургин. – Новосибир. электротехн. инст., Новосибирск: 1992. – 192 с.
3. Воронов А. А. Основы теории автоматического управления. Автоматическое регулирование непрерывных линейных систем. / А.А. Воронов. – М.: Энергия, 1980. – 312с.
4. Герасимьяк Р. П. Анализ и синтез крановых электромеханических систем / Р. П. Герасимьяк, В. А. Лещёв. – Одесса: СМІЛ, 2008. – 192 с.
5. Задорожний Н.А. Анализ электромеханического демпфирующего действия в электроприводах с вязким трением и упругим механическим

звеном / Н. А. Задорожний, В. Д. Земляков, А. Г. Ровенский // Электричество. – №5. – 1985. – С. 60–63.

6. Задорожний Н. А. Обоснование выбора типа вибровозбудителя для вибростабилизирующей обработки крупногабаритных сварных деталей / Задорожний Н. А., Колот А. В., Пономарёв Д. С. // Наук. праці Донецьк. Нац. техн. ун-ту. – Вип. 11 (186). – 2011. – С. 164-166.

7. Задорожний Н. А. О комплексном подходе при проектировании электромеханических систем с упругими связями / Н.А.Задорожний Н. А. // Проблемы автоматизированного электропривода. – Харьков: – 1994. – С.109-111.

8. Ключев В. И. Ограничение динамических нагрузок электропривода / В. И. Ключев. – М.: Энергия, 1971. – 320 с.

9. Комплексные системы управления электроприводами тяжелых металлорежущих станков / Н.В. Донской, А.А. Кириллов [и др.] Под ред. А.Д. Поздеева. – М.: Энергия, 1980. — 288 с.

Получено 11.07.2011



Задорожний  
Николай Алексеевич,  
к.т.н., доц. Донбасск. гос.  
машиностр. акад.,  
каф. «ЭСА»,  
84313, Донецкая обл.,  
г. Краматорск,  
ул. Шкадинова, 72,  
тел. (0626) 41- 68-93  
email: ket@digma.donetsk.ua



Пономарёв  
Дмитрий Сергеевич,  
аспирант Донбасск. гос.  
машиностр. акад.,  
каф. «ЭСА»,  
email: ket@digma.donetsk.ua