

И.Н. Задорожня, Н.А. Задорожний

СИНТЕЗ ДВУХМАССОВОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА С АСТАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМОЙ ПОДЧИНЕННОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ПРИ ДЕЙСТВИИ ПЕРЕМЕННЫХ СИЛ ТРЕНИЯ

Отримав подальший розвиток метод синтезу електроприводу з астатичною системою підпорядкованого регулювання при дії змінних сил тертя з активним демпфуванням пружних механічних коливань, що досягається вибором відповідного співвідношення динамічних параметрів. Показано, що параметри в електро механічних системах знаходяться у взаємозв'язку, а реалізація розрахункових співвідношень для регулятора швидкості при оптимізації основана на компенсації впливу пружних сил інерційними та може бути використана для настройки систем керування технологічних машин. Бібл. 13, рис 2.

Ключові слова: електро механічна система, демпфування, електропривод, взаємодія, регулювання, регулятор швидкості, синтез параметрів, змінні сили тертя.

Получил дальнейшее развитие метод синтеза электропривода с астатической системой подчиненного регулирования при действии переменных сил трения с активным демпфированием упругих механических колебаний, что достигается выбором определенного соотношения динамических параметров. Показано, что параметры в электро механических системах находятся во взаимосвязи, а реализация расчетных соотношений для регулятора скорости при оптимизации основана на компенсации влияния упругих сил инерционными и может быть использована для настройки систем управления технологических машин. Библ. 13, рис 2.

Ключевые слова: электро механическая система, демпфирование, электропривод, взаимодействие, регулирование, регулятор скорости, синтез, переменные силы трения.

Введение. Регулируемый автоматизированный электропривод (ЭП) современных технологических машин выполняет функции ограничения динамических нагрузок электрического и механического оборудования, теоретически обеспечивает высокую статическую и динамическую точность воспроизведения законов управления и инвариантность к возмущающим воздействиям при нормированном быстродействии [1, 2]. Однако практическая реализация динамических возможностей ЭП затруднена из-за влияния на процессы регулирования и управления упругих механических звеньев передач, действия переменных сил трения на валу рабочих механизмов [3, 4]. В режиме низких скоростей в ЭП с широким диапазоном регулирования переменные силы трения в сочетании с упругими механическими колебаниями являются причиной возникновения автоколебаний и потери устойчивости [5, 6].

Постановка задачи исследования. В опубликованных научно-исследовательских работах приводятся результаты анализа и предложены методы синтеза двухмассовых электро механических систем (ЭМС) по различным критериям оптимизации, как правило, без рассмотрения эффектов взаимодействия подсистем [7-9], поэтому представляет интерес исследование электроприводов с астатической системой автоматического регулирования и минимизацией колебательных составляющих процессов при действии переменных сил трения и оптимальном (предельном) электро механическом взаимодействии.

Двухмассовая ЭМС с астатической системой подчиненного регулирования представлена структурной схемой на рис. 1. При описании структурной схемы используется относительная форма записи параметров, и объект регулирования характеризуется следующими параметрами: $T_{M1} = J_1 \omega_H / M_H$ – механическая постоянная времени электродвигателя; $T_{M2} = J_2 \omega_H / M_H$ – механическая постоянная времени механизма (вторая масса, приведенная к валу двигателя);

$\Omega_{12} = \sqrt{c_{12}(T_{M1} + T_{M2}) / T_{M1} T_{M2}}$ – частота свободных колебаний двухмассовой ЭМС; $c_{12} = C_{12} \omega_H / M_H$ – коэффициент упругости механической передачи; $\beta_C = \pm B_C \omega_H / M_H$ – коэффициент трения механической нагрузки для различных участков характеристики; $\gamma = (T_{M1} + T_{M2}) / T_{M1}$ – коэффициент распределения инерционных масс двигателя и механизма.

При настройке контура тока (момента) на предельное быстродействие влияние на него упругих механических колебаний для постоянной интегрирования контура тока $T_T \ll T_y$ ($T_y = 1/\Omega_{12}$) и $\gamma = 1,01 - 1,5$ считается незначительным [7], что позволяет после преобразования передаточную функцию принять в виде $W_{KT}(p) \approx 1,0$. Регулятор скорости – пропорционально-интегральный с коэффициентом передачи K_R и постоянной интегрирования τ – обеспечивает нулевую статическую ошибку при изменении нагрузки m_C на валу механизма.

Исследования влияния переменных сил трения производим для отдельных (линеаризованных) участков характеристики нагрузки. При влиянии упругих звеньев в сочетании с проявлением «отрицательного» вязкого трения ($\beta_C < 0$) в ЭМС возбуждаются колебания с дестабилизацией процессов регулирования и потерей устойчивости [10]. Возникают также проблемы устойчивости ЭМС с двукратноинтегрирующей САУ в режиме малых скоростей и при действии сил трения на возрастающем участке характеристики нагрузки ($\beta_C > 0$).

Целью исследования является решение актуальной задачи активного подавления упругих электро механических колебаний в ЭМС с астатической системой автоматического регулирования. Если демпфирование упругих механических колебаний осуществляется за счет оптимизации динамической жесткости механической характеристики ЭП [11], то удастся обеспечить требуемую степень устойчивости при минимальной колебательности ЭМС и высокой точности отработки возмущений по нагрузке.

© И.Н. Задорожня, Н.А. Задорожний

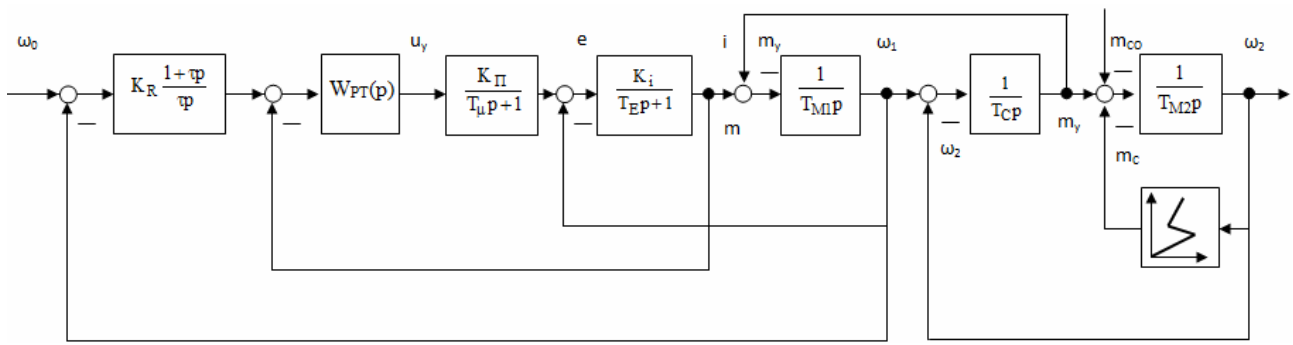


Рис. 1. Структурная схема двухмассовой электромеханической системы с нелинейной механической нагрузкой при астатическом регулировании

Для исследования демпфирующих свойств ЭМС на основании структурной схемы получены передаточные функции по управляющему и возмущающему воздействиям, из которых, как и в источнике [10], используется характеристический полином (ХП):

$$Q(p) = \gamma T_{M1} \tau T_y^2 p^4 + (\gamma K_R \tau T_y^2 + T_{M1} \tau T_d) p^3 + (\gamma T_{M1} \tau + K_R \tau T_d + \gamma K_R T_y^2) p^2 + (K_R T_d + (K_R \pm \beta_C) \tau) p + K_R. \quad (1)$$

Материалы исследований. В ХП (1) для удобства записи и анализа приняты следующие обозначения: $T_d = \pm \beta_C / c_{12}$ – постоянная времени, обусловленная вязким трением; $T_y = 1 / \Omega_{12}$ – постоянная времени упругих колебаний.

Если после преобразования выражения

$$K_R \pm \beta_C = K_R \left[1 \pm \frac{\beta_C}{K_R} \right],$$

обозначить

$$1 \pm \frac{\beta_C}{K_R} = \varepsilon, \quad (2)$$

то становится понятным смысл коэффициента « ε » – он характеризует дополнительное отклонение в динамике скорости механизма ω_2 при действии переменных сил трения.

В области малых отклонений от точки установившегося режима колебаний

$$\varepsilon > 1, \text{ если } \beta_C > 0, \omega < \omega_0,$$

$$\varepsilon = 1, \text{ если } \beta_C = 0, \omega = \omega_0,$$

$$0 < \varepsilon < 1, \text{ если } \beta_C < 0 \text{ и } |\beta_C| < K_R, \omega > \omega_0.$$

Тогда для канонической формы записи полинома

$$Q(p) = \gamma \frac{T_{M1}}{K_R} \tau T_y^2 p^4 + (\gamma \tau T_y^2 + \frac{T_{M1}}{K_R} \tau T_d) p^3 + (\gamma \frac{T_{M1}}{K_R} \tau + \tau T_d + \gamma T_y^2) p^2 + (T_d + \varepsilon \tau) p + 1. \quad (3)$$

Активное подавление упругих колебаний с развитием процессов дестабилизации при астатическом регулировании анализировать по ХП (1) затруднительно из-за множества вариантов сочетания параметров и частных решений. Поэтому представим ХП (3) в нормированном виде с учетом обобщенных параметров (4)

$$\left. \begin{aligned} K_B &= \frac{\Omega_{12}^2}{\Omega_E^2} = \frac{\tau T_{M1}}{K_R T_y^2}; \\ \xi_D &= \frac{1}{2} \sqrt{\frac{\tau K_R}{T_{M1}}}; \\ \xi_C &= \frac{T_d}{2\sqrt{\gamma T_y}}; \\ \gamma &= \frac{T_{M1} + T_{M2}}{T_{M1}}. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Предложенная форма нормирования полиномов процессов электромеханического взаимодействия [11] учитывает физические явления и устанавливает взаимосвязи параметров ЭМС.

Согласно (4) K_B – коэффициент взаимодействия электромагнитной и механической подсистем ЭМС; ξ_D – коэффициент демпфирования (отдельной) парциальной электромагнитной подсистемы; ξ_C – коэффициент демпфирования (отдельной) парциальной механической подсистемы, причем

$$\xi_C > 0, \beta_C > 0, \varepsilon > 1,$$

$$\xi_C = 0, \beta_C = 0, \varepsilon = 1,$$

$$\xi_C < 0, \beta_C < 0, \varepsilon < 1, |\beta_C| < K_R.$$

При совместном рассмотрении соотношений (4) для K_B и ξ_D получаем формулы связи параметров ЭМС исходной структурной схемы с обобщенными показателями

$$\left. \begin{aligned} \frac{T_{M1}}{K_R} &= \frac{\sqrt{K_B} T_y}{2\xi_D}; \\ \tau &= 2\sqrt{K_B} \xi_D T_y. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Приняв форму нормирования (5), ХП представим в виде

$$Q(p) = \gamma K_B T_y^4 p^4 + 2(\gamma \sqrt{K_B} \xi_D + \sqrt{\gamma K_B} \xi_C) T_y^3 p^3 + (\gamma(1 + K_B) + 4\sqrt{\gamma} \sqrt{K_B} \xi_D \xi_C) T_y^2 p^2 + 2(\varepsilon \sqrt{K_B} \xi_D + \sqrt{\gamma} \xi_C) T_y p + 1. \quad (6)$$

ЭП при отработке отклонения скорости с нулевой статической ошибкой при действии нагрузки, переменных сил трения и устойчивом движении с затуханием процессов в механической подсистеме будет являться динамическим гасителем колебаний.

В таком случае ХП (6) при последовательной динамической декомпозиции представляется отдель-

ными взаимодействующими электромагнитной и механической подсистемами с описанием процессов в следующем виде:

$$Q(p) = (T_0^2 p^2 + 2\xi_1 T_0 p + 1)(T_0^2 p^2 + 2\xi_2 T_0 p + 1) = 0. \quad (7)$$

Электромагнитное взаимодействие процессов при описании в форме (7) физически означает полное извлечение (отвод) энергии колебаний из механической подсистемы в электромагнитную с одновременным преобразованием при $\xi_2 \rightarrow \xi_1$ за минимальное время.

ХП (7) после преобразования к стандартному виду записывается как

$$Q(p) = T_0^4 p^4 + 2(\xi_1 + \xi_2) T_0^3 p^3 + (2 + 4\xi_1 \xi_2) T_0^2 p^2 + 2(\xi_1 + \xi_2) T_0 p + 1. \quad (8)$$

Процессы в ЭМС при действии переменных сил трения и возбуждения упругих механических колебаний, которые описаны в нормированной форме (6) будут соответствовать процессам (8) при условии равенства коэффициентов при соответствующих степенях оператора характеристических полиномов, что дает следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} \gamma K_B T_y^4 = T_0^4; \\ 2(\gamma \sqrt{K_B} \xi_D + \sqrt{\gamma} K_B \xi_C) T_y^3 = 2(\xi_1 + \xi_2) T_0^3; \\ (\gamma(1 + K_B) + 4\sqrt{\gamma} \sqrt{K_B} \xi_D \xi_C) T_y^2 = (2 + 4\xi_1 \xi_2) T_0^2; \\ 2(\varepsilon \sqrt{K_B} \xi_D + \sqrt{\gamma} \xi_C) T_y = 2(\xi_1 + \xi_2) T_0. \end{cases} \quad (9)$$

Система уравнений (9) решается при учете физических соображений – в полной ЭМС при оптимальной электромагнитической связи

$$\xi_1 \leq \xi_2, \quad (10)$$

где $\xi_1 = \xi_E$ – коэффициент демпфирования процессов электромагнитной подсистемы в составной ЭМС; $\xi_2 = \xi_M$ – коэффициент демпфирования процессов механической подсистемы в составной ЭМС.

Известно, что ЭП может обладать свойствами демпфирования колебаний в упругой механической подсистеме с вязким трением при колебательном движении электромагнитной подсистемы [12], то и в системе с дестабилизацией $\xi_1 < 1$. И, конечно, суммарный эффект гашения колебаний в механической подсистеме не может быть выше демпфирующего действия электродвигателя. Такое ограничение позволяет принять и выразить для упрощения преобразований при решении системы (9) следующее обозначение

$$\xi_C = m \xi_D, \quad (11)$$

где m – коэффициент веса (доля) демпфирования силами трения (по отношению к ξ_D); $0 < m < 1$ – трение вязкое при движении со скоростью, соответствующей положительному участку характеристики трения; $-1 < m < 0$ – при колебательном движении со скоростью, соответствующей отрицательному участку характеристики трения.

Процессы (7) в электромагнитной и механической подсистеме будут равнозначны, то есть будут протекать с предельной степенью устойчивости и минимальной колебательностью в случае $\xi_2 = \xi_1$ для демпфирования

$$\xi_D = \sqrt{\frac{\gamma(1+m)^2 - 2(1-m)(\varepsilon-m) + (\varepsilon-m)^2}{\varepsilon^2(1-m)^2 + 2m(1-m)(\varepsilon-2)(\varepsilon-m) + m^2(\varepsilon-m)^2}}$$

при выполнении следующих соотношений для обобщенных показателей электромагнитного взаимодействия подсистем

$$K_B = \gamma \frac{(1-m)^2}{(\varepsilon-m)^2}; \quad \xi_C = m \xi_D. \quad (12)$$

Анализ полученных соотношений (12) показывает, что при предельной степени демпфирования – минимуме колебательности – коэффициент электромагнитного взаимодействия K_B и коэффициент демпфирования ξ_D определяются как коэффициентом распределения инерционных масс γ , так и коэффициентом отклонения скорости ε и коэффициентом веса « m ». При допущении отсутствия действия переменных сил трения на валу механизма $\varepsilon = 1$ и $m = 0$ получаются следующие соотношения:

$$K_B = \gamma; \quad \xi_D = \sqrt{\gamma-1}, \quad (13)$$

которые соответствуют приведенным в источнике [9] для реализации процессов в ЭМС с предельной степенью электромагнитного демпфирования упругих колебаний астатической системой автоматического регулирования. Таким образом, если выполнить синтез параметров ЭМС при астатическом регулировании, соблюдая соотношения (12), процессы в динамике будут соответствовать эталонным (7) и при влиянии дестабилизирующих факторов с действием «отрицательного» вязкого трения ЭМС будет устойчива при $\gamma > 1$, $0 < \varepsilon < 1$ и положительном вязком трении при $1 < \gamma < 5$ и $\varepsilon > 1$. В предельном случае характер колебательных затухающих процессов в ЭМС будут соответствовать предельному демпфированию с показателями:

$$\xi_0 = \sqrt{\frac{\gamma(1-m)^2 - 2(\varepsilon-m)(1-m) + (\varepsilon-m)^2}{4(\varepsilon-m)(1-m)^2}} + m \xi_D^2; \quad \xi_E = \xi_M = \xi_0, \quad (14)$$

$$\Omega_E = \Omega_M = \Omega_{EM} = \Omega_0 \sqrt{1 - \xi_0^2}, \quad (15)$$

где ξ_0 – коэффициент демпфирования колебаний в ЭМС; $\Omega_0 = \frac{1}{T_0} = \Omega_{12} \sqrt{\frac{\varepsilon-m}{\gamma(1-m)}}$ – собственная частота недемпфированных колебаний двухмассовой ЭМС, в динамике эквивалентной одномассовой.

Показатели характера процессов в ЭП (14), (15) с предельной степенью демпфирования упругих колебаний при действии переменных сил трения достигаются настройкой регулятора тока по критерию «модульный оптимум», а регуляторов скорости системы подчиненного регулирования по соотношениям

$$K_R = \frac{2T_{M1}\xi_D}{\sqrt{K_B} T_y}; \quad \tau = 2\sqrt{K_B} \xi_D T_y, \quad (16)$$

которые получены из формул (5) с последующей подстановкой оптимальных значений параметров K_B , ξ_D , ξ_C из (12).

На рис. 2 приведена осциллограмма изменения момента двигателя $m(t)$ для малых отклонений скорости при единичном ступенчатом изменении нагрузки для участка характеристики с отрицательным трением, где график переходного процесса 1 представлен для случая настройки на симметричный оптимум с типовыми параметрами САУ при расчетах без учета свойств упругого звена и переменных сил трения, а график переходного процесса 2 – для случая настройки на минимум колебательности с оптимальными параметрами САУ для участка характеристики с «отрицательным» трением. ЭП эффективно демпфирует колебания. В частности, предлагаемый метод синтеза параметров САУ был апробирован в промышленных условиях, при этом получены положительные результаты при наладке и модернизации станочного электропривода [13].

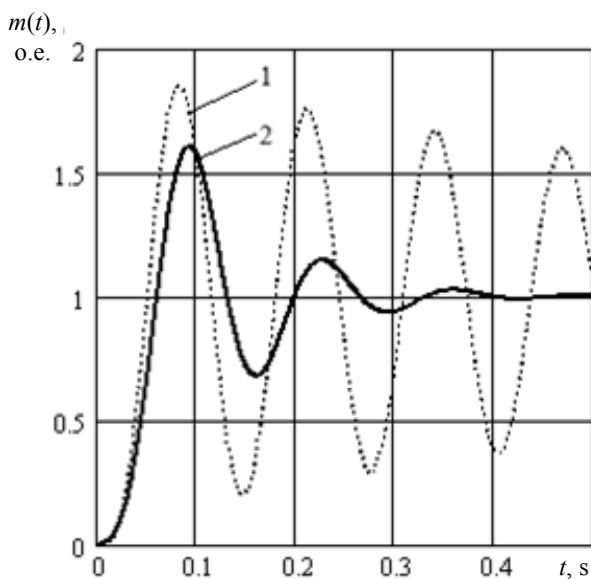


Рис. 2. Графики изменения момента двигателя для малых отклонений скорости при единичном ступенчатом изменении нагрузки:

$$1 - \gamma = 1,5, \Omega_{12} = 62,8 \text{ c}^{-1}, K_R = 141,75, \tau = 0,02 \text{ c};$$

$$2 - \gamma = 1,5, \Omega_{12} = 62,8 \text{ c}^{-1}, K_R = 65,227, \tau = 0,0273 \text{ c}, \zeta = 0,686,$$

$$m = -0,5, \varepsilon = 0,98$$

Выводы.

1. Двухмассовый ЭП с астатической системой регулирования при действии переменных сил трения эффективно демпфирует колебания при оптимизации параметров регуляторов.

2. Синтез параметров регуляторов скорости по соотношениям для коэффициента передачи K_R и постоянной интегрирования τ позволяет реализовать предельные показатели характера затухающих процессов при нулевой статической ошибке.

3. Метод синтеза по обобщенным показателям K_B , ζ_D , ζ_C и γ удовлетворяет требованиям системного анализа, так как учитывает меры механического, конструктивного, электромеханического способов подавления упругих механических колебаний.

4. Метод синтеза рекомендуется к практическому использованию для систем управления ЭП металлургических и подъемно-транспортных машин, металлообрабатывающих станков.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ключев В.И. Теория электропривода. – М.: Энергоатомиздат., 2001. – 704 с.
2. Попович М.Г., Лозинський О.Ю., Клепиков В.Б. та ін. Електромеханічні системи автоматичного керування та електроприводи : навч. посібник для студ. вищ. навч. закладів, які навчаються за напрямом «Електромеханіка». – К.: Либідь, 2005. – 680 с.
3. Андрищенко В.А. Об устойчивости следящего электропривода низких скоростей при неограниченном возрастании некоторых его параметров // Известия высших учебных заведений. Электромеханика. – 1976. – №1. – С. 100-103.
4. Иванченко Ф.К. Механика приводов технологических машин. – К.: Вища шк., 1986. – 152 с.
5. Бесекерский В.А. Динамический синтез систем автоматического регулирования. – М.: Наука, 1970. – 576 с.
6. Клепиков В.Б., Осичев А.В. Определение границ устойчивости электропривода с отрицательным вязким трением с учетом упругости кинематической цепи // Электричество. – 1989. – №1. – С. 36-41.
7. Борцов Ю.А., Соколовский Г.Г. Автоматизированный электропривод с упругими связями. – СПб.: Энергоатомиздат, 1992. – 288 с.
8. Бургин Б.Ш. Анализ и синтез двухмассовых электромеханических систем. – Новосибирск: Новосиб. электротехн. ин-т, 1992. – 199 с.
9. Samuelsson O. Load modulation at two locations for damping of electromechanical oscillations in a multimachine system // Power Engineering Society Summer Meeting 2000. IEEE, 2000, vol.3, pp. 1912-1917. doi: 10.1109/pess.2000.868826.
10. Задорожний Н.А., Марилев Н.Г., Кутовой Ю.Н., Мохаммед Арус. Анализ электромеханической системы приводов с упругими механическими связями в режиме низких скоростей и буксовании // Вестник НТУ «ХПИ». Темат. вып.: Проблемы автоматизированного электропривода. Теория и практика. – 1997. – С. 122-123.
11. Задорожний Н.А., Задорожня И.Н. Синтез параметров астатической системы автоматического управления двухмассовыми электроприводами с заданной степенью устойчивости и минимальной колебательностью // Вестник НТУ «ХПИ». Темат. вып.: Проблемы автоматизированного электропривода. Теория и практика. – 2015. – №12(1121). – С. 155-159.
12. Задорожня І.М. Оптимізація динамічних режимів приводів металургійних машин з мінімізацією впливу пружних коливань // Електромеханічні та енергетичні системи, методи моделювання та оптимізації. Збірник наукових праць XI Міжнародної науково-технічної конференції. – Кременчук, КрНУ, 2013. – С. 51-52.
13. Задорожний Н.А., Ребедак О.А., Задорожня И.Н. Особенности работы механизма подачи глубокорасточного станка КЖ-1910 в режиме низких скоростей // Вісник НТУ «ХП». – 2013. – №36(1009). – С. 209-210.

REFERENCES

1. Kliuchev V.I. *Teoriia elektroprivoda* [Theory of the electric drive]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 2001. 704 p. (Rus).
2. Popovich M.G., Lozinskii O.Iu., Klepikov V.B. *Elektromekhanichni sistemi avtomatichnogo keruvannia ta elektroprivodi : navch.posibnik dlia stud. vishch. navch. zakladiv, iaki navchait'sia za napriamom «Elektromekhanika»* [Electromechanical systems of automatic control and electric drives: a manual for students of higher educational institutions in the direction of «Electromechanics»]. Kyiv, Lybid Publ., 2005. 680 p. (Ukr).
3. Andriushchenko V.A. On the stability of the traction electric drive of low speeds with unlimited increase of some of its parameters. *Russian Electromechanics*, 1976, no.1, pp. 100-103. (Rus).

4. Ivanchenko F.K. *Mekhanika privodov tekhnologicheskikh mashin* [Mechanics of drives of technological machines]. Kyiv, Vishcha shk. Publ., 1986. 152 p. (Rus).
5. Besekerskii V.A. *Dinamicheskii sintez sistem avtomaticheskogo regulirovaniia* [Dynamic synthesis of automatic control systems]. Moscow, Nauka Publ., 1970. 576 p. (Rus).
6. Klepikov V.B., Osichev V.B. Determination of the stability limits of an electric drive with negative viscous friction taking into account the elasticity of the kinematic chain. *Electricity*, 1989, no.1, pp. 36-41. (Rus).
7. Bortsov Iu.A., Sokolovskii G.G. *Avtomatizirovannyi elektropriwod s uprugimi svyaziami* [Automated electric drive with elastic connections]. St. Petersburg, Energoatomizdat Publ., 1992. 288 p. (Rus).
8. Burgin B.Sh. *Analiz i sintez dvukhmassovykh elektromekhanicheskikh sistem* [Analysis and synthesis of two-mass electromechanical systems]. Novosibirsk, NETI Publ., 1992. 199 p. (Rus).
9. Samuelsson O. Load modulation at two locations for damping of electromechanical oscillations in a multimachine system. *Power Engineering Society Summer Meeting 2000*. IEEE, 2000, vol.3, pp. 1912-1917. doi: 10.1109/pess.2000.868826.
10. Zadorozhnyi N.A., Marilov N.G., Kutovoi Iu.N., Arus Mokhammed. Analysis of electromechanical drive systems with elastic mechanical connections in the regime of low speeds and slipping. *Bulletin of NTU «KhPI». Series: Problems of automated electric drive. Theory and practice*. Kharkov, 1997, pp. 122-123. (Rus).
11. Zadorozhnyi N.A., Zadorozhniaia I.N. Synthesis of parameters of an astatic automatic control system for two-mass electric drives with a specified degree of stability and minimum oscillation. *Bulletin of NTU «KhPI». Series: Problems of automated electric drive. Theory and practice*, 2015, no.12(1121), pp. 155-159. (Rus).
12. Zadorozhnia I.M. Optimization of dynamic modes of drives of metallurgical machines with minimization of influence of elastic oscillations. *Electromechanical and Energy Systems, Modeling and Optimization Methods. Conference proceedings of the 11th International conference of students and young researchers*. Kremenchuk, April 9-11, 2013, pp. 51-52. (Ukr).
13. Zadorozhnyi N. A., Rebedak O. A., Zadorozhniaia I.N. Features of the work of the feed mechanism deep machine KZH-1910 in low speed mode. *Bulletin of NTU «KhPI»*, 2013, no.36(1009), pp. 209-210. (Rus).

Поступила (received) 19.02.2018

Задорожня Інна Николаевна¹, к.т.н., доц.,

Задорожний Николай Алексеевич¹, к.т.н., доц.,

¹Донбасская государственная машиностроительная академия, 84313, Донецкая обл., Краматорск, ул. Академическая, 72, e-mail: zadorozhnyaya_in@ukr.net

I.N. Zadorozhniaia¹, N.A. Zadorozhnyi¹

¹Donbass State Engineering Academy,

72, Akademicheskaiia Str., Kramatorsk, Donbass Region, 84313, Ukraine.

Synthesis of a two-mass electric drive with an astatic system of subordinate regulation at the action of variable friction forces.

Purpose. The solution of actual problem of active suppression of resilient electromechanical vibrations in an electric drive with the astatic system of automatic control is presented. **Methodology.** For research of damping properties of electrical drive according to a flow diagram from transmission functions on regulation and indignation a characteristic polynomial is got in the rationed form of parameters that takes into account the physical phenomena and sets intercommunications of parameters in the electromechanical system. As a result of it a characteristic polynomial at a successive dynamic decoupling appears separate interactive electromagnetic and mechanical subsystems. Thus, electromechanical interaction physically means complete extraction of energy of vibrations from a mechanical subsystem in electromagnetic with simultaneous transformation for minimum time. An electric drive for the case of realization of processes of electromechanical interaction is the dynamic extinguisher of vibrations. **Results.** The active resilient mechanical oscillation damping comes true due to optimization of dynamic inflexibility of mechanical description of electrical drive and as a result the required degree of stability is provided at minimum vibration and high exactness of working off indignations on loading. **Originality.** For the first time an electrical drive with the astatic system of automatic control at the action of variable forces of friction for the offered optimal parameters of dynamic inflexibility of mechanical description effectively damps vibrations. The synthesis of parameters of regulators according to correlations allowed to realize the maximum indexes of character of attenuation processes at a zero static error. **Practical value.** The synthesis method is approved in industrial conditions during the adjustment and modernization of the machine tool and is recommended for setting up automatic control systems for the operating and newly designed electric drives of technological machines. References 13, figures 2.

Key words: electromechanical system, damping, electric drive, interaction, regulation, speed controller, synthesis, variable friction forces.