
УПРАВЛЕНИЕ В ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

УДК 621.31

ОСОБЕННОСТИ УПРАВЛЕНИЯ МЕХАТРОННЫМИ ПРИВОДАМИ С УЧЕТОМ НЕЛИНЕЙНОСТЕЙ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ЦЕПИ

Статья поступила в редакцию 29.08.2013, в окончательном варианте 08.10.2013.

Новикова Елена Александровна, кандидат технических наук, Владимирский государственный университет им. Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, 600000, Российская Федерация, г. Владимир, ул. Горького, 87, e-mail: eanovikova@vlsu.ru

В статье рассматриваются особенности исследования динамики мехатронных приводов, работающих на низких скоростях. Анализируются причины возникновения фрикционных автоколебаний: представлены математическая модель привода и качественная картина автоколебательных режимов для трех случаев: «система с зазором и без трения»; система без зазора с «сухим трением», система с зазором и «сухим трением». С помощью численного анализа определены режимы автоколебаний: гармонический и релаксационный, показано, что при переходе от релаксационных колебаний к гармоническим амплитуда фрикционных автоколебаний максимальна. Сделан вывод, что плавность выходного движения растет при уменьшении скачка силы трения, увеличении скорости скольжения, массы нагрузки, передаточной функции исполнительного механизма. Предложен алгоритм компенсации фрикционных автоколебаний, основанных на введении обратной связи по скорости скольжения выходного звена поступательного перемещения.

Ключевые слова: мехатронный привод, роликвинтовой механизм, низкие скорости, фрикционные автоколебания, зазор, сухое трение, алгоритм, компенсация нелинейностей, управление

FEATURES OF MECHATRONIC DRIVES CONTROL TAKING INTO ACCOUNT NONLINEARITIES OF THE KINEMATIC CIRCUIT

Novikova Yelena A., Ph.D. (Engineering), Vladimir State University named after Alexander and Nicholay Stoletovs, 87 Gorky St., Vladimir, 600000, Russian Federation, e-mail: eanovikova@vlsu.ru

The article discusses the features of the study of the dynamics of mechatronic drives operating at low speeds. Analyzes the causes of friction oscillations: A mathematical model of the drive and the qualitative picture of the self-oscillating mode for three cases: the "system with a gap and friction-free"; system without clearance from the "dry friction", a system with a gap and a "dry friction". With the help of numerical analysis, the modes of oscillation: harmonic and relaxation, it is shown that the transition from the relaxation oscillations to harmonic oscillation amplitude is maximum friction. It is concluded that the smooth movement of the output increases with decreasing friction shock, the slip rate increases, the mass load, the transfer function of the actuator. An algorithm for compensation of friction oscillations based on the introduction of speed feedback slip output unit of translation.

Keywords: mechatronic drive rolikovintovoy mechanism, low speed, friction, self-oscillation, the gap, dry friction, algorithm, nonlinearities compensation, management

В каждом классе следящих систем можно выделить устройства, где плавность движения исполнительного звена, т.е. отсутствие остановок выходного звена при постоянной скорости вращения двигателя, является определяющим требованием. Так, например, неплавность в механизмах медленных подач станков почти всех типов, в том числе и в высо-

коточных станках с программным управлением, может привести к ошибкам позиционирования. Неплавное движение режущего инструмента или заготовки приводит к колебаниям в относительном движении инструмента и заготовки и является причиной неточного формообразования в процессе резания, снижения чистоты обрабатываемой поверхности и повышения износа режущего инструмента. Высокие требования по плавности технологических перемещений, предъявляются к приводам технологических установок для выращивания монокристаллов, которые обусловлены «тонкостью» физических процессов кристаллизации различных материалов. В системах автоматического сопровождения (приводы антенн радиолокаторов, тяжелых астрономических приборов, устройствах перемещения кино- и телевизионных камер) требования к выходному движению определяются законом движения «цели». Здесь обеспечение плавности слежения необходимо для стабилизации повышения разрешающей способности перемещающихся приборов. Значительная часть перечисленного оборудования реализует технологические задачи при работе в режиме «низких скоростей».

Концепция проектирования электромеханического привода как единого мехатронного устройства широко известна и реализуется при создании мехатронного моноблочного привода, представляющего собой целостную конструкцию на базе бесконтактного моментного двигателя [7], в полый ротор которого встроен планетарный винтовой или роликвинтовой механизм, обеспечивающий либо поступательное, либо вращательное выходное движение. Такая конструкция обеспечивает выходное перемещение с высокой плавностью, так как источник движения (двигатель) максимально приближен к исполнительному звену. Неравномерность вращения ротора будет частично сглаживаться за счет его утяжеления механической передачей. Исполнительный роликвинтовой механизм компактен, обладает высокой плавностью поступательного перемещения (за счет сопряжения до 500 точек контакта), имеет высокий КПД (0,85), грузоподъемность, долговечность. Большой выбор вариантов конструктивных исполнений позволяет проектировать самые разнообразные приводы на их основе. Нельзя также не отметить, что качество выходного движения мехатронного привода во многом определяет программная реализация и аппаратное исполнение контроллера движения приводами [5].

При создании мехатронных приводов, работающих на низких скоростях, необходимо уделять внимание не только проектированию энергетической и силовой частей привода, но и разрабатывать алгоритмы управления выходным перемещением с учетом «нелинейностей», присущих системе.

Моноблочная конструкция отличается компактностью, повышенной жесткостью, надежностью и энергоемкостью, более низкой виброактивностью, технологична в изготовлении и поддается унификации. Переход к моноблочному принципу построения обеспечивает улучшение контроля и управления приводом, повышенную надежность, в том числе и при отказах отдельных элементов, снижение времени и стоимости подготовки объекта управления к эксплуатации, большую экономию его массы, которая снижается не только уменьшением массы собственно приводов, но и за счет сокращения количества вспомогательных крепежных узлов и механически стыкуемых блоков. Использование самотормозящихся исполнительных механизмов обеспечивает надежную нейтрализацию последствий отказов блокировочных устройств.

Проектирование мехатронных исполнительных устройств, работающих на низких скоростях, невозможно без знания динамических, информационных и т.п. закономерностей функционирования его исполнительных элементов. Поэтому исследование динамики мехатронных модулей представляется неотъемлемым этапом проектирования современных систем для реализации оптимального по времени алгоритма управления движением [1, 6]. Одним из наиболее трудно устранимых препятствий к обеспечению заданного качества перемещения являются погрешности изготовления и износа и, как следствие, зазор в передаче,

нестабильность ее кинематических и статических характеристик. Нестабильность заданного закона выходного перемещения также может быть обусловлена такими факторами, как самоторможение в передаче, пульсации управляющего момента, колебания нагрузки, вызванные нелинейной характеристикой трения, высокой виброактивностью привода.

Постановка задачи. В электромеханическом приводе, работающем на низких скоростях, возникают фрикционные автоколебания (ФА). Наличие зазора в передаче также приводит к автоколебаниям (АК). Анализ автоколебательных режимов является необходимым этапом для разработки алгоритма микропроцессора, корректирующего нелинейность.

Математическая модель. Динамика следящего привода, состоящего из вентильного двигателя и роликовинтового исполнительного механизма (РВИМ), описывается двухмассовой моделью. Первая масса жестко связана с валом двигателя и описывается фазовыми переменными x_1 и $v_1 = \dot{x}_1$; состояние второй массы (нагрузка) определяется переменными x_2 и $v_2 = \dot{x}_2$:

$$\begin{cases} \dot{v}_1 = \frac{S_X \omega_{XX} \left(\frac{u_{\text{упр}}(x_1, v_1, x_2, v_2)}{U_0} - \frac{S_X [c f_{\Delta}(x_1 - x_2) + b \dot{f}_{\Delta}(x_1 - x_2)]}{M_{II}} \right) - v_1}{T_1}; \\ \dot{v}_2 = \frac{c f_{\Delta}(x_1 - x_2) + b \dot{f}_{\Delta}(x_1 - x_2) - f_T [v_2, c f_{\Delta}(x_1 - x_2) + b \dot{f}_{\Delta}(x_1 - x_2)]}{m_2}, \end{cases} \quad (1)$$

где S_X – кинематическая передаточная функция РВИМ; ω_{XX} – частота холостого хода двигателя; $u_{\text{упр}}(x_1, v_1, x_2, v_2)$ – управляющее напряжение на входе; U_0 – номинальное напряжение; M_{II} – пусковой момент; $T_1 = J_1 \omega_{XX} / M_{II}$ – электромеханическая постоянная времени; J_1 – момент инерции 1-го звена; c – коэффициент жесткости; b – коэффициент демпфирования; m_2 – масса 2-го звена. В модели присутствуют две нелинейности: зазор f_{Δ} , моделируемый «зоной нечувствительности», и «сухое трение» f_T с экспоненциальной падающей характеристикой:

$$f_T(v, F) = \begin{cases} \min(F_{II}, |F|) \operatorname{sign} F, & v = 0; \\ [F_{II} - (F_{II} - F_{ДВ}) \exp(-v_T / |v|)] \operatorname{sign} v, & v \neq 0. \end{cases} \quad (2)$$

Качественная картина автоколебательных режимов в системе (1) зависит от типа и числа нелинейностей. Поэтому анализ проводился для трех случаев: система с зазором $\Delta = 0,5$ мм и без трения (система I); система без зазора с «сухим трением» (система II); система с зазором и «сухим трением» (система III). Система I работает в режиме стабилизации положения $x_2 \rightarrow x_0$ ($= 10$ мм на рис. 1, а); системы II и III – в режиме стабилизации скорости скольжения $v_2 \rightarrow v_0$ ($= 1 \dots 6$ мм/мин на рис. 2 и 3).

Анализ возникающих автоколебаний в системе I показал, что в случае без демпфирования устанавливаются незатухающие релаксационные (пилообразные) колебания (сплошная кривая на рис. 1, а). Когда массы разомкнуты, их движение совершается независимо друг от друга и нагрузка движется с постоянной скоростью, которую она имела в момент размыкания. При выборке зазора происходит соударение масс, и массы вновь размыкаются. В системе с демпфированием массы после удара могут двигаться совместно или теряют часть своей кинетической энергии: на рис. 1, б можно видеть синусоидальные зоны, отвечающие совместному движению масс. При этом увеличивается время выборки из-за меньшей скорости движения (горизонтальные участки на рис. 1, б). Амплитуда установив-

шихся автоколебаний главным образом определяется величиной зазора и коэффициентом демпфирования. Частота АК прямо пропорционально зависит от коэффициента жесткости и обратно пропорционально – от масс звеньев (J_1 и m_2) и коэффициента демпфирования.

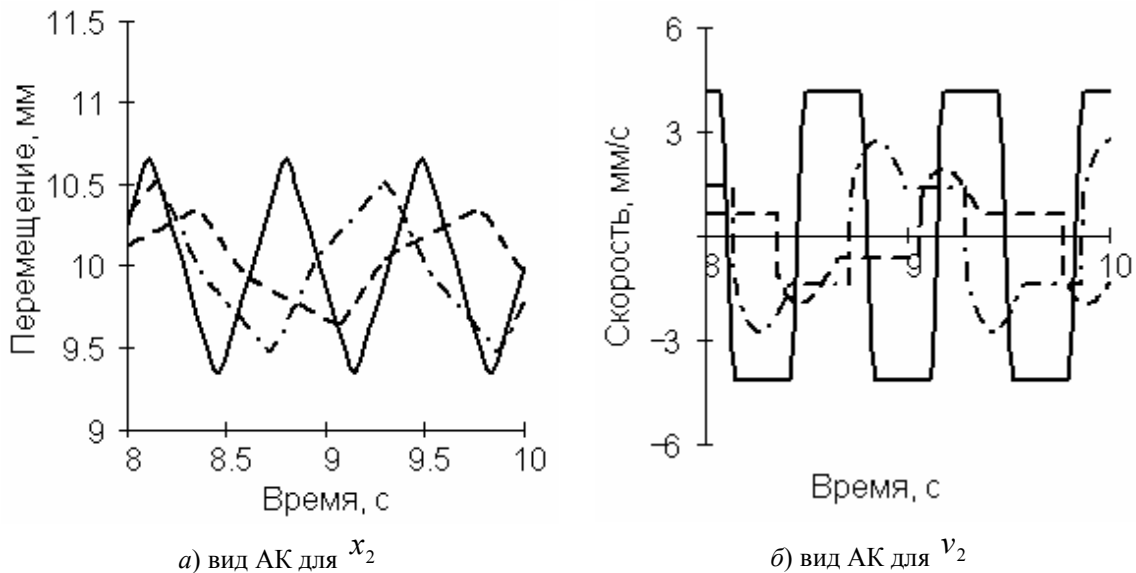


Рис. 1. Вид АК в системе I в зависимости от коэффициента демпфирования:
 — $b = 0$ Н/(мм·с); — · — $b = 200$ Н/(мм·с); — — — $b = 400$ Н/(мм·с)

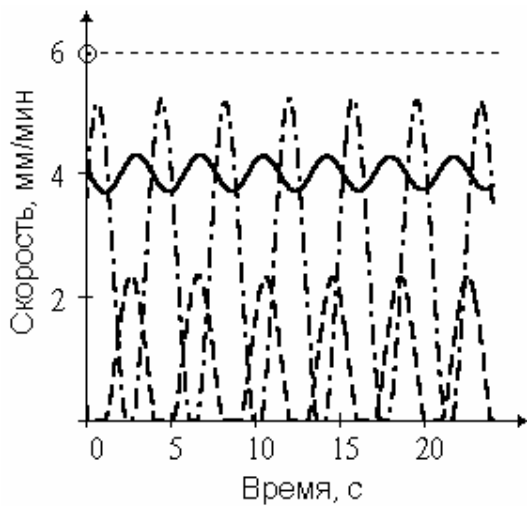


Рис. 2. Вид ФА в системе II:
 — — — 1 мм/мин; — · — 2,5 мм/мин;
 — — — 4 мм/мин; · · · · 6 мм/мин

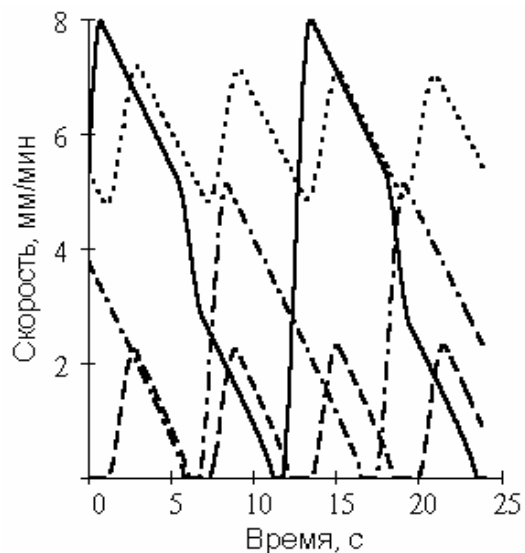


Рис. 3. Вид ФА в системе III:
 — — — 1 мм/мин; — · — 2,5 мм/мин;
 — — — 4 мм/мин; · · · · 6 мм/мин

Задачей управления в системе I является наискорейшая «выборка» зазора таким образом, чтобы по окончании выборки в момент соединения звеньев не происходило удара. Алгоритм работает следующим образом. Пусть в момент размыкания 1-ое звено находилось

в состоянии (x_1^0, v_1^0) , а 2-ое звено – в состоянии (x_2^0, v_2^0) . Требуется найти такую траекторию, которая переводит за наименьшее время τ систему из начального состояния (x_1^0, v_1^0) в новое состояние $(x_2^0 + v_2^0 \tau \pm \Delta, v_2^0)$ (знак « \pm » выбирается в зависимости от знака сигнала управления в момент размыкания; для определенности считаем сигнал положительным). Координаты нового состояния отвечают положению, в которое перейдет 2-ое звено за время τ , и в это же состояние следует перевести 1-ое звено. Требование максимального быстродействия $\tau \rightarrow \min$ означает, что управляющий сигнал должен быть максимальным по модулю $|u_{\text{упр}}| = kU_0$, где k – коэффициент форсирования (двигатели серии ДБМ обеспечивают 4...6-ти кратную перегрузку), а число переключений напряжения должно быть минимально возможным, т.е. одно переключение либо вообще без переключений. В общем случае требуется переключение, и оптимальная траектория состоит из двух участков: (1) разгон двигателя сигналом $u_{\text{упр}} = kU_0$ до момента переключения τ^* и (2) торможение двигателя противовключением $u_{\text{упр}} = -kU_0$ до момента τ окончания выборки. Время переключения τ^* определяется из равенства скоростей звеньев в момент окончания выборки зазора τ : $v_1(\tau) = v_2(\tau)$. Время выборки τ неявно находится из условия пересечения решений $x_1(\tau)$ и $x_2(\tau) = x_2^0 + v_2^0 \tau + \Delta$.

При численном исследовании системы II были выявлены следующие качественно различные режимы (рис. 2). При $v > v_0$ (6 мм/мин) автоколебаний в системе нет. Если $v_{\text{кр}} < v < v_0$ (4 мм/мин), то в системе устанавливаются гармонические ФА (без остановок). Начиная с некоторого значения скорости скольжения $v \approx v_{\text{кр}}$ (2,5 мм/мин), колебания становятся релаксационными (с остановками). При дальнейшем уменьшении $v < v_{\text{кр}}$ (1 мм/мин) растет время стоянки выходного звена за цикл.

Частота ФА главным образом зависит от массы нагрузки и жесткости РВИМ. В режиме со значительной долей остановок наблюдается уменьшение частоты, пропорциональное увеличению скачка силы трения или уменьшению скорости скольжения.

Зависимость амплитуды ФА определяется режимом автоколебаний: амплитуда максимальна в переходном режиме, когда $v \approx v_{\text{кр}}$. При изменении автоколебаний как в сторону гармонического режима, так и в сторону затягивания релаксационных колебаний амплитуда монотонно уменьшается до нуля. Поэтому следует выбирать такое изменение параметров, которое не просто уменьшает амплитуду ФА, а уводит систему из области релаксационных колебаний. Это происходит при уменьшении скачка силы трения, увеличении скорости скольжения, массы нагрузки и демпфирования. Под скачком силы трения в указанной ситуации мы будем понимать «остановку» в перемещении выходного звена привода при работающем двигателе.

Алгоритм компенсации фрикционных автоколебаний основан на введении обратной связи по скорости скольжения выходного звена v_2 . В отличие от линейной обратной связи, когда управляющее напряжение пропорционально величине рассогласования, алгоритм работает по нелинейному закону. Точные зависимости $u_{\text{упр}} = f(v_2)$ зависят от вида нелинейности и слишком громоздки для настоящей публикации. Суть алгоритма объясним на примере задачи стабилизации $v_0 = \text{const}$. Пока $v_2 = 0$ $u_{\text{упр}} = kU_0$. Если в момент страгивания $v_2 < v_0$, то форсирование продолжается по закону $u_{\text{упр}} = f_1(v_0 - v_2)$, так что после некоторо-

го монотонного переходного процесса устанавливается $v_2 = v_0$. Если в момент срагивания $v_2 > v_0$, то следует торможение двигателя противовключением $u_{\text{упр}} = -f_2(v_0 - v_2)$, и при снижении скорости до определенного порогового значения $v_2 = v_0 + \Delta v$ вновь происходит переключение $u_{\text{упр}} = f_3(v_0 - v_2)$, приводящее к монотонной стабилизации $v_2 \leftarrow v_0$.

На рис. 3 показаны виды автоколебательных режимов в системе III с «сухим трением» и зазором. При наличии зазора фрикционные автоколебания становятся пилообразными и возрастает значение критической скорости скольжения $v_{\text{кр}}$, ниже которой возникают колебания с остановками: $v_{\text{кр}} = 2,5$ мм/мин в системе II, $v_{\text{кр}} = 4$ мм/мин – в системе III. Зависимости амплитуды и частоты ФА от параметров системы качественно повторяют отмеченные для систем I и II закономерности.

Синтез закона управления основан на определении функции $u = u_{\text{упр}}(x_1, v_1, x_2, v_2)$, которая устраняет автоколебания (или, более формально, минимизирует некоторый функционал качества, например, точность или плавность выходного перемещения, площадь периодического решения на фазовом портрете (x_2, v_2) и т.п.).

Проектирование и анализ работы цифровой системы управления в составе мехатронного привода наиболее просто и адекватно реализуются в специализированном пакете моделирования динамических систем Simulink (MATLAB). Возможности моделирования, предоставляемые средой Simulink, многообразны. Хотя имитационное моделирование, несомненно, является одним из возможных средств изучения динамических систем, однако важно понимать ограниченность его возможностей. Часто важной стороной исследования динамических систем является изучение математических причин возникновения автоколебаний и определения бифуркаций – при этом незаменимы традиционные методы качественной теории дифференциальных уравнений. Например, определение закона $u = u_{\text{упр}}(x_1, v_1, x_2, v_2)$ реализовано авторами в пакете Mathcad средствами теории оптимального управления [2, 3]. Однако отладка и оптимизация алгоритма осуществлялись в среде Simulink [4].

Выводы.

1. Плавность перемещения моноблочного привода на низких скоростях зависит от наличия фрикционных автоколебаний. Для анализа автоколебательных режимов и разработки алгоритма микропроцессора, корректирующего нелинейность электромеханического модуля, предложена его математическая модель.

2. Вычислительный эксперимент позволил выявить различные режимы автоколебаний: гармонический и релаксационный. При переходе от релаксационных колебаний к гармоническим амплитуда ФА, а следовательно, и неплавность перемещения выходного звена – максимальна. Плавность перемещения выходного звена улучшается при уменьшении скачка силы трения, увеличении скорости скольжения, массы нагрузки, передаточной функции исполнительного механизма.

3. Основой алгоритма управления моноблочного привода может служить функция $u = u_{\text{упр}}(x_1, v_1, x_2, v_2)$, которая устраняет автоколебания и минимизирует заданный функционал качества, включающий в себя точность и плавность перемещения исполнительного механизма.

Список литературы

1. Карпасюк В. К. Математическая модель управляемого движения объекта в детерминированной динамической среде / В. К. Карпасюк, И. В. Карпасюк // Прикаспийский журнал: управление и высокие технологии. – 2012. – № 1 (17). – С. 125–129.
2. Константинова О. С. Синтез новых технических решений на основе объектно-ориентированного подхода к моделированию технических систем / О. С. Константинова // Прикаспийский журнал: управление и высокие технологии. – 2010. – № 3 (11). – С. 26–29.
3. Новикова Е. А. Обоснование критериев плавности мехатронных приводов поступательного перемещения / Е. А. Новикова // Фундаментальные исследования. – 2012. – № 3. – С. 123–129. – ISSN 1812-7339.
4. Новикова Е. А. Синтез мехатронных модулей по критериям плавности / Е. А. Новикова // Научно-технический вестник Поволжья. – 2011. – № 6. – С. 230–233. – ISSN 2079-5920.
5. Системы цифрового управления многокоординатными следящими электроприводами : учеб. пос. / Н. В. Гусев, В. Г. Букреев. – Томск : Изд-во Томского политехнического университета, 2010. – 213 с.
6. Bernhard T. Angerer. Online identification of a nonlinear mechatronic system / Bernhard T. Angerer, Christian Hintz, Dierk Schröder // Control Engineering Practice. – 2004. – November. – Vol. 12, iss. 11. – P. 1465–1478.
7. Sergey Edward Lyshevski. Nonlinear control of mechatronic system with permanent-magnet DC motors / Sergey Edward Lyshevski // Mechatronics. – 1999. – August. – Vol. 9, iss. 5. – P. 539–552.

References

1. Karpasyuk V. K., Karpasyuk I. V. Matematicheskaya model upravlyаемого dvizheniya obekta v determinirovannoy dinamicheskoy srede [A mathematical model of the controlled motion of an object in deterministic dynamic environment]. *Prikaspiyskiy zhurnal: upravlenie i vysokie tekhnologii* [Caspian Journal: Management and High Technologies], 2012, no. 1 (17), pp. 125–129.
2. Konstantinova O. S. Sintez novykh tekhnicheskikh resheniy na osnove obektno-orientirovannogo podkhoda k modelirovaniyu tekhnicheskikh sistem [Synthesis of new technical solutions based on an object-oriented approach to the modeling of technical systems]. *Prikaspiyskiy zhurnal: upravlenie i vysokie tekhnologii* [Caspian Journal: Management and High Technologies], 2010, no. 3 (11), pp. 26–29.
3. Novikova Ye. A. Obosnovanie kriteriev pлавности mekhatronnykh privodov postupatel'nogo peremeshcheniya [Substantiation of criteria of mechatronic drive smooth of forward movement]. *Fundamentalnye issledovaniya* [Fundamental Researches], 2012, no. 3, pp. 123–129. ISSN 1812-7339.
4. Novikova Ye. A. Sintez mekhatronnykh moduley po kriteriyam pлавности [Synthesis of mechatronic modules by smoothness criteria]. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Povolzhya* [Scientific and Technical Bulletin of the Lower Volga Region], 2011, no. 6, pp. 230–233. ISSN 2079-5920.
5. Gusev N. V., Bukreev V. G. *Sistemy tsifrovogo upravleniya mnogokoordinatnymi sledyashchimi elektroprivodami* [Systems of digital control of multiaxis following electric drives]. Tomsk, Tomsk Polytechnic University Publ., 2010. 213 p.
6. Bernhard T Angerer, Christian Hintz, Dierk Schröder. Online identification of a nonlinear mechatronic system. *Control Engineering Practice*, 2004, November, vol. 12, no. 11, pp. 1465–1478.
7. Sergey Edward Lyshevski. Nonlinear control of mechatronic system with permanent-magnet DC motors. *Mechatronics*, 1999, August, vol. 9, no. 5, pp. 539–552.